

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ



МАШИНОСТРОЕНИЕ
ЭНЦИКЛОПЕДИЯ
MECHANICAL ENGINEERING
Encyclopaedia

Главный редактор академик РАН
К.В. Фролов



МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЭНЦИКЛОПЕДИЯ В СОРОКА ТОМАХ

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

ФРОЛОВ К.В.

Председатель редакционного совета

Члены совета:

Белянин П.Н. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Колесников К.С. (зам. Председателя редсовета и главного редактора), Адамов Е.О., Анфимов Н.А., Асташев В.К., Бессонов А.П., Бюшгенс Г.С., Васильев В.В., Васильев Ю.С., Воронин Г.П., Долбенко Е.Т., Жесткова И.Н., Кирпичников М.П., Ключев В.В., Коптев Ю.Н., Ксенович И.П., Мартынов И.А., Митенков Ф.М., Новожилов Г.В., Образцов И.Ф., Панин В.Е., Паничев Н.А., Патон Б.Е., Пашин В.М., Платонов В.Ф., Пугин Н.А., Румянцева О.Н., Силаев И.С., Федосов Е.А., Фортов В.Е., Черный Г.Г., Шемякин Е.И.

Раздел IV
РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

Том IV-2

**ЭЛЕКТРОПРИВОД.
ГИДРО- И ВИБРОПРИВОДЫ**

Редакторы-составители Л.Б. Масандилов, Д.Н. Попов, В.К. Асташев

Ответственный редактор академик РАН
К.С. Колесников

**Книга 2
ГИДРО- И ВИБРОПРИВОДЫ**

Под общ. ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Попова,
д-ра техн. наук В.К. Асташева

УДК 621.01/03
ББК 31.56
М38

Авторы: Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов, А.Ю. Рыбаков, Б.П. Борисов, В.Г. Куранов, В.М. Фомичев, С.А. Ермаков, Р.В. Сухоруков, А.М. Селиванов, О.Н. Трифионов, О.И. Трифонова

Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) М38 и др. Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. В 2-х кн. Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов и др.; под общ. ред. Д.Н. Попова, В.К. Асташева. М.: Машиностроение, 2012. 304 с.; ил.

ISBN 978-5-94275-590-4
ISBN 5-217-01949-2

Изложены теории и полезные для практики методы расчета гидроприводов, широко применяемых в различных областях техники. Рассмотрены вопросы классификации гидроприводов, их устройство, характеристики и параметры. Описаны свойства используемых в гидроприводах жидкостей. Исследована динамика гидроприводов. Задачи корректирования динамики электрогидравлических следящих приводов решаются с привлечением электронных средств.

Представлены основы построения вибрационного привода, в котором используется эффект направленного движения ведомого звена при колебательном движении ведущего звена. Дана методика расчета вибрационных двигателей. Приведены сведения по расчету возбудителей колебаний ведущих элементов.

УДК 621.01/03
ББК 31.56

ISBN 978-5-94275-590-4
ISBN 5-217-01949-2

© Издательство «Машиностроение», 2012

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, опубликованных в данной книге, допускаются только с разрешения издательства и со ссылкой на источник информации

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ (<i>Д.Н. Попов</i>)	8	Глава 4. ГИДРОАППАРАТЫ (<i>В.М. Фомичев</i>)	103
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ (<i>Д.Н. Попов</i>)	9	4.1. Виды гидроаппаратов	103
1.1. Основные понятия и определения	9	4.2. Электрогидравлические распределители, управляющие расходом	103
1.2. Способы регулирования объемных гидроприводов	12	4.3. Терминология	110
1.3. Показатели, характеризую- щие качество объемных гидро- приводов	13	4.4. Критерии качества ЭГР	112
1.4. Гидродвигатели и расчет нагрузок на выходные звенья гидроприводов	14	4.5. Особенности конструкций ЭГР	113
1.5. Источники энергопитания гидроприводов	19	4.6. Сравнение ЭГУ и ЭГПР	115
Список литературы	24	4.7. Электрогидравлические распределители прямого действия	118
Глава 2. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРО- ПРИВОДОВ (<i>А.Н. Густомясов, А.Ю. Рыбаков</i>)	25	4.8. Электрогидравлические распределители, управляющие давлением	119
2.1. Классификация свойств РЖ	25	4.9. Направляющие гидроаппа- раты	124
2.2. Физико-химические свойства РЖ	26	4.10. Математические модели, методы расчетов и рекомендации по проектированию ЭГР	125
2.3. Эксплуатационные свойства РЖ	31	4.10.1. Гидравлические и сило- вые характеристики дроссели- рующих элементов	125
2.4. Некоторые физические методы уменьшения вязкости жидкостей	34	4.10.2. Гидроусилители мосто- вого типа	133
2.5. Классификация и типы РЖ гидросистем	34	4.10.3. Математические модели ЭГУ	136
Глава 3. НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ (<i>Б.П. Борисов, В.Г. Куранов</i>)	43	Список литературы	137
3.1. Основные понятия и принцип действия	43	Глава 5. УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОПРИ- ВОДАМИ (<i>Д.Н. Попов</i>)	139
3.2. Основные технические показатели и характеристики объ- емных насосов и гидромоторов	46	5.1. Задачи управления и основы математического моделирования систем	139
3.3. Поршневые гидромашины. Основные теоретические положения	51	5.2. Нелинейная математическая модель силовой части гидро- привода с дроссельным регули- рованием	142
3.4. Конструкции поршневых гидромашин	65	5.3. Линейная математическая модель силовой части гидро- привода с дроссельным регули- рованием	145
3.5. Пластинчатые гидро- машины	83	5.4. Математическая модель силовой части гидропривода с объемным регулированием	147
3.6. Зубчатые гидромашины	91		
Список литературы	101		

	5.5. Источник энергопитания с автоматически регулируемым насосом	151		регулированием скорости выходного звена	202
	5.6. Устойчивость следящего гидропривода с дроссельным регулированием	153		7.6. Электрогидростатические приводы	205
	5.7. Влияние основных нелинейностей на устойчивость гидроприводов	158		7.7. Автономные приводы с комбинированным способом регулирования скорости выходного звена	209
	5.8. Переходные процессы в гидроприводах	161		Список литературы	212
	5.8.1. Показатели качества переходных процессов	161			
	5.8.2. Выбор параметров и расчет переходных процессов	163			
	Список литературы	166			
Глава 6.	КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ (С.А. Ермаков, Р.В. Сухоруков)	167	Глава 8.	ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ (О.Н. Трифонов, О.И. Трифонова)	213
	6.1. Динамика исполнительного механизма гидропривода, управляющего инерционным объектом	167		8.1. Постановка задачи	213
	6.2. Коррекция динамических характеристик ЭГРП обратными связями по состоянию системы привода	171		8.2. Расчет параметров золотника гидравлического распределителя	213
	6.3. Повышение стабильности характеристик электрогидравлических сервоприводов	183		8.3. Расчет сил трения в золотниковой паре гидравлического распределителя	215
	Список литературы	188		8.4. Расчет гидравлического усилителя, построенного на основе устройства сопло—заслонка	220
Глава 7.	АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ (А.М. Селиванов)	189		8.5. Оценка допустимой частоты сигналов управления гидравлическим усилителем	225
	7.1. Общие вопросы	189		8.6. Расчет механической связи заслонки гидроусилителя с якорем ЭМП	228
	7.2. Автономные гидравлические приводы с дроссельным регулированием скорости выходного звена	190		8.7. Качественный анализ динамики электрогидравлического распределителя	237
	7.3. Автономные гидравлические приводы с объемно-дроссельным регулированием скорости выходного звена	193		8.8. Повышение надежности работы электрогидравлического распределителя	240
	7.4. Автономные гидравлические приводы с регулированием скорости выходного звена путем изменения рабочего объема реверсивного насоса	198		Список литературы	244
	7.5. Автономные гидравлические приводы с объемно-клапанным		Глава 9.	ВИБРАЦИОННЫЙ ПРИВОД (В.К. Асташев)	245
				9.1. Вибрационные транспортирующие устройства	245
				9.1.1. Характеристика сухого трения	245
				9.1.2. Вибрационное перемещение при действии силы, направление которой совпадает с направлением вибрации	246
				9.1.3. Вибрационное перемещение при действии силы, лежащей в плоскости и направленной перпендикулярно к направлению вибрации	252

9.1.4. Вибрационное перемещение при колебаниях, направление которых перпендикулярно к плоскости	254
9.1.5. Вибрационное преодоление силы сопротивления движению	258
9.1.6. Схемы вибрационных транспортирующих машин . .	264
9.1.7. Динамические характеристики вибротранспортирующих машин с силовым возбуждением	267
9.1.8. Динамические характеристики вибротранспортирующих машин с кинематическим возбуждением	270
9.1.9. Энергетика вибрационной транспортирующей машины	272
9.1.10. Дебалансный возбудитель колебаний вибрационных транспортирующих машин	274
9.1.11. Электродинамический и электромагнитный возбудители колебаний	279
9.2. Вибрационные двигатели . . .	282
9.2.1. Схемы вибрационных двигателей	282
9.2.2. Статические характеристики вибрационного двигателя	284
9.2.3. Обобщенная модель статора вибрационного двигателя	288
9.2.4. Динамические характеристики колебательных систем вибрационных двигателей . . .	290
9.2.5. Нелинейные явления при колебаниях стержневых систем вибрационных двигателей	295
9.2.6. Возбудители колебаний стержневых систем вибрационных двигателей	298
Список литературы	302

ПРЕДИСЛОВИЕ

В книге 2 тома «Электропривод. Гидро- и виброприводы» рассмотрены схемы, конструкции, методы расчета и проектирования гидроприводов, широко применяемых в различных областях техники. К настоящему времени отечественная и иностранная техническая литература содержит чрезвычайно большой перечень работ, посвященных гидроприводам. Вследствие этого при написании данного раздела для «Энциклопедии машиностроения» авторам пришлось решать крайне сложную задачу компактного изложения материалов по перечисленным выше вопросам.

При решении названной задачи был принят системный подход, состоящий в том, что гидропривод представлен в виде системы, в которую входят гидродвигатель, управляющие гидроаппараты и источник энергопитания гидропривода. Такая система взаимодействует с другими механизмами, машинами и приборами, которые по отношению к гидроприводу являются внешней средой.

Для описания принципа действия и конструкций отдельных устройств гидроприводов выбраны их типовые образцы, имеющие необходимые для обобщения свойства. При этом освещаются особенности расчета как отдельных элементов, так и всего устройства. Подробно ознакомиться с каким-либо конкретным устройством, его характеристиками и параметрами предлагается по справочникам и ранее опубликованным работам, которые указаны в списках литературы, приложенных к соответствующим главам раздела.

С учетом того, что гидроприводы часто служат исполнительными механизмами систем автоматического управления различными объектами, в данной работе с позиций теории управления изложены методы математического моделирования динамических процессов в гидроприводах. На примерах основных видов следящих гидроприводов рассмотрены методы анализа их устойчивости и особенности расчета переходных про-

цессов. Описаны современные способы корректирования динамических характеристик следящих гидроприводов, реализуемые путем применения электронных регуляторов.

Новые возможности повышения надежности и энергетической эффективности систем автоматического управления появляются при использовании автономных гидроприводов, в которых объединены в один агрегат гидродвигатель, управляющая аппаратура и источник энергопитания. Имеющийся опыт проектирования и исследования этих гидроприводов также представлен в предлагаемых читателю материалах.

Поскольку опубликовано большое число работ по гидроприводам, списки литературы помещены после каждой главы. Работы выбраны так, чтобы они, во-первых, дополняли кратко изложенные сведения по обсуждаемому в главе вопросу, а во-вторых, давали представление о результатах ранее проводившихся исследований в области гидроприводов, ставших основой при производстве современных гидроприводов и обеспечивающих дальнейшее совершенствование систем с гидроприводами.

В гл. 9 «Вибрационный привод» рассматриваются устройства для преобразования вибрации ведущего элемента устройства в направленное перемещение его ведомого элемента. Речь идет о двух видах вибрационных приводов: вибрационных транспортирующих устройствах, в которых направленное перемещение транспортируемых материалов создается вибрацией рабочих (грузонесущих) органов; вибрационных двигателях, где вибрация ведущего элемента преобразуется во вращательное движение ротора либо поступательное движение ползуна, используемое затем для привода того или иного механизма. Описываются возможные режимы движения, и определяются основные динамические характеристики колебательных систем вибрационных приводов. Анализируется работа возбудителей колебаний ведущих элементов в приводах различного вида.

Глава 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Приводом называют устройство, посредством которого осуществляется движение какой-либо машины или механизма. Такое устройство состоит из двигателя и аппаратуры для управления им. Двигатель, приводя в движение машину или механизм, использует электрическую, тепловую или механическую энергию. Если в последнем случае рабочей средой для двигателя служит жидкость, то привод называют гидравлическим, сокращенно — *гидроприводом*. В зависимости от способа использования энергии жидкости гидроприводы разделяют на два вида: *объемные* и *динамические*.

Принцип действия объемного гидропривода состоит в том, что жидкость под давлением изменяет объем одной или нескольких камер двигателя, вызывая тем самым перемещение рабочего органа двигателя и связанного с ним выходного звена. Принцип работы второго вида приводов основан на гидродинамическом воздействии потока жидкости непосредственно на рабочий орган двигателя. Гидравлические, паровые и газовые турбины, вращающие валы генераторов электрического тока, насосов и компрессоров, могут служить примерами таких приводов. Гидродинамические приводы применяют в системах управления не столь широко, как объемные, что вызвано сложностью реверсирования движения выходных звеньев и другими их конструктивными особенностями. Весь последующий материал данного тома посвящен объемным гидроприводам.

Жидкость под давлением подводится к объемному гидроприводу от источника энергопитания, в котором находится насос или другое устройство, например баллон, заполненный сжатым газом. Наибольшее применение в источниках энергопитания гидроприводов нашли объемные насосы. В этих насосах энергия передается жидкости «вытеснителями», приводимыми в движение электродвигателем, газовой турби-

ной, двигателем внутреннего сгорания или пневмомотором. К одному источнику энергопитания может быть подключено несколько гидроприводов. В таком случае источник энергопитания называют *централизованным*. Регулирование давления, расхода и направления движения жидкости, подводимой от источника энергопитания к гидродвигателю, осуществляют с помощью гидроаппаратов.

Гидродвигатель, источник энергопитания и гидроаппараты образуют техническую систему (рис. 1.1). Такая система информационно и энергетически связана с внешней средой. Границы внешней среды выделены на схеме штриховым контуром, а взаимодействие гидропривода с внешней средой показано стрелками *A*, *B*, *C*. В соответствии с этой схемой далее рассматриваются конструктивное воплощение ее блоков, их характеристики и задачи управления объемными гидроприводами.

Назначение и принцип действия устройств объемного гидропривода поясняет схема, изображенная в условных обозначениях (рис. 1.2). Для данного примера принято, что система состоит из трех гидроприводов, отличающихся типом гидродвигателя: гидроцилиндра *1*, поворотного гидродвигателя *2*, гидромотора *3*. Камеры каждого из трех гидродвигателей переключением

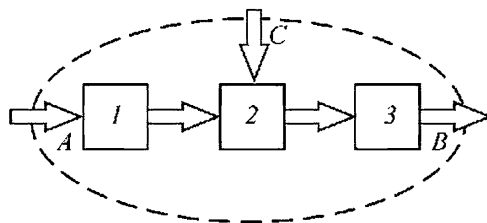


Рис. 1.1. Система объемный гидропривод— источник энергопитания:

1 — источник энергопитания; *2* — гидроаппараты; *3* — гидродвигатель; *A* — подвод энергии; *B* — сигнал от выходного звена гидродвигателя; *C* — управление

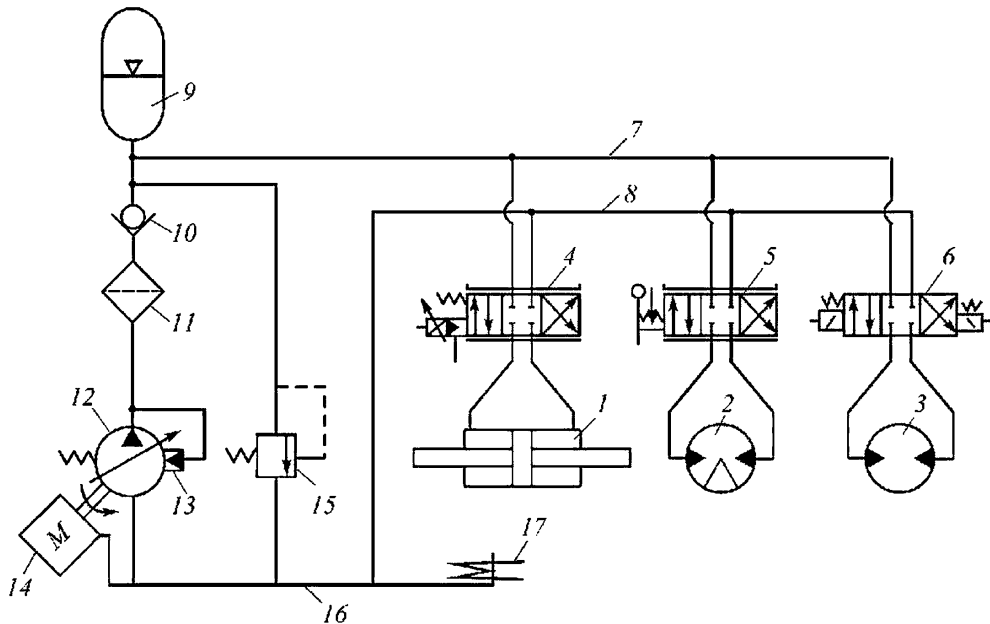


Рис. 1.2. Схема системы с тремя гидроприводами

гидроаппаратов 4–6 могут быть соединены с напорной 7 и сливной 8 гидролиниями. При среднем положении элементов гидроаппаратов камеры гидродвигателей не сообщаются с этими гидролиниями. В случае отклонения элементов гидроаппаратов от среднего положения, что соответствует на схеме смещению клетки влево или вправо, одна камера гидродвигателя сообщается с напорной гидролинией, а другая — со сливной. Под действием создавшейся в камерах разности давлений перемещается поршень гидроцилиндра, вращаются лопасть поворотного гидродвигателя, и вместе с ротором вал гидромотора.

Гидроаппаратом 4 управляет электромагнит, причем так, что в зависимости от значения электрического тока, подаваемого в обмотки электромагнита, пропорционально изменяется положение золотника, регулирующего проходные сечения каналов, которые соединяют полости гидроцилиндра с напорной и сливной гидролиниями. Аналогичное изменение проходных сечений каналов получают в гидроаппарате 5 с ручным управлением. Электромагнит гидроаппарата 6 дискретно устанавливает золотник или заменяющий его клапан в одно из трех положений: среднее и два крайних.

Напорная гидролиния подключена к гидроаккумулятору 9, в котором поступающая от насоса 12 жидкость сжимает газ, создавая тем самым необходимое для работы гидропривода давление жидкости. Кроме того, за счет сжатого газа в гидропривод может поступать дополнительное количество жидкости, необходимой для обеспечения требуемых динамических характеристик гидропривода без увеличения подачи насоса. Вместо газа в некоторых конструкциях гидроаккумуляторов применяют механические пружины, но такие аккумуляторы вследствие наличия в них поршня по своим динамическим характеристикам хуже аккумуляторов с газовой подушкой. От насоса к гидроаккумулятору жидкость подводится через обратный клапан 10 и фильтр 11. Насос может иметь регулятор 13, который увеличивает или уменьшает подачу насоса соответственно при снижении или повышении давления жидкости в напорной гидролинии. На схеме показан насос, вал которого приводится во вращение от электродвигателя 14. Для защиты напорной гидролинии и гидроаккумулятора от чрезмерного повышения давления служит предохранительный клапан 15.

Жидкость, которую всасывает насос, находится в баке 16 при атмосферном или повы-

шенном давлении. Необходимость в таком увеличении давления зависит от условий эксплуатации гидропривода. При низких давлениях окружающей среды, а также недопустимом для используемой жидкости температурном диапазоне в насосе и гидроаппаратах может возникать кавитация, для предотвращения которой увеличивают давление в баке. В нормальных условиях температура жидкости поддерживается в допустимых пределах теплообменником 17.

Подводимое к электродвигателю насоса напряжение, линейные и угловые перемещения выходных звеньев гидродвигателей, сигналы управления гидроаппаратами, а также сигналы, вызванные нештатными ситуациями, определяют взаимодействие гидроприводов с внешней средой, которое показано на рис. 1.1 стрелками.

Силы или вращающие моменты, развиваемые гидродвигателем, создаются давлением жидкости в его камерах. Если гидродвигателем служит гидроцилиндр с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока), то силу P , действующую со стороны штока на управляемое гидроприводом устройство, вычисляют по формуле

$$P = (S_1 p_1 - S_2 p_2) \eta_1, \quad (1.1)$$

где S_1, S_2, p_1 и p_2 — соответственно площади поршня гидроцилиндра и давления жидкости в его полостях по обе стороны от поршня; η_m — механический КПД гидроцилиндра, учитывающий наличие в нем сил трения.

В случае поворотного гидродвигателя или гидромотора вращающий момент M , получаемый на выходном звене (вале), находят с помощью формулы

$$M = q(p_1 - p_2) \eta_1, \quad (1.2)$$

где $q = V_p / \alpha_{\max}$, здесь V_p — рабочий объем гидродвигателя, равный разности объемов камер гидродвигателя, изменившихся при повороте его вала на угол α_{\max} , для гидромотора $\alpha_{\max} = 2\pi$; η_m — КПД, учитывающий действие сил трения в гидродвигателе.

Скорость установившегося движения выходного звена гидродвигателя зависит от геометрических параметров рабочих камер гидродвигателя, от подводимого к нему расхода Q_n жидкости и от ее утечки из рабочих камер.

Скорость поступательного движения выходного звена (штока) гидроцилиндра определяют по соотношению

$$v = \eta_o Q_i / S_i, \quad (1.3)$$

где η_o — объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий утечки жидкости, у большинства гидроцилиндров с контактными уплотнениями имеет близкие к 1 значения; площадь S должна быть вычислена для той полости (камеры), которая при движении поршня гидроцилиндра подключена к напорной гидролинии источника питания, т.е. i принято равным 1 или 2.

Угловая скорость выходного звена (вала) поворотного гидродвигателя или гидромотора

$$\Omega = \eta_o Q_i / q, \quad (1.4)$$

где η_o — объемный КПД гидродвигателя, учитывающий утечки жидкости из рабочих камер гидродвигателя.

Давление, необходимое для работы объемного гидропривода, обычно создает насос, который применяют как с аккумулятором (см. рис. 1.2), так и без него. В обоих случаях подачу насоса выбирают исходя из циклограммы работы всех гидроприводов и требуемых значений расходов жидкости, обеспечивающих заданные скорости движения выходных звеньев гидродвигателей. При этом мощность насоса определяют с учетом КПД гидродвигателей, потерь энергии в гидролиниях и гидроаппаратах. Мощность двигателя, от которого приводится насос, должна быть не меньше потребляемой насосом мощности, вычисленной с учетом его КПД.

Отношение суммарной мощности гидродвигателей к мощности двигателя насоса характеризует энергетическую эффективность системы гидроприводов с централизованным источником питания. Энергетическую эффективность одного гидропривода, имеющего свой собственный источник энергопитания, оценивают по отношению мощностей гидродвигателя и двигателя насоса. Кроме того, показателем энергетической эффективности одного гидропривода может служить коэффициент, определяемый отношением мощности, развиваемой выходным звеном, к мощности, необходимой для управления гидроаппаратом.

Конструкции устройств, из которых состоит гидропривод, очень разнообразны, их

вид во многом зависит от назначения гидропривода. Объемные гидроприводы применяют в различных станках, летательных аппаратах, на морских и речных судах, в строительном-дорожных, подъемно-транспортных, сельскохозяйственных, испытательных и технологических машинах. Столь широкое использование объемных гидроприводов объясняется возможностью получения практически неограниченных сил и скоростей при управлении объектами в названных выше и других областях техники.

1.2. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Объемный гидропривод может выполнять функции самостоятельной системы управления каким-либо объектом, быть только исполнительным устройством в системе управления или входить в состав передачи, посредством которой энергия от двигателя транспортного средства (например, от двигателя внутреннего сгорания) подводится к гидродвигателям колес автомобиля.

В большинстве из перечисленных выше случаев необходимо осуществлять управление объемным гидроприводом, которое по способу формирования управляющих воздействий разделяют на *непрерывное* и *дискретное*. При непрерывном управлении действия гидроаппарата описывают непрерывные функции времени, при дискретном гидроаппарат соединяет гидродвигатель с источником питания в отдельные моменты времени или прерывисто включает и выключает источник питания вместе с гидродвигателем. Скорость выходного звена гидродвигателя во время движения не регулируется, а действия гидроаппарата описывают дискретные функции времени. При непрерывном управлении применяют гидроаппараты, позволяющие осуществлять дроссельное, объемное или объемно-дроссельное регулирование скорости выходного звена гидродвигателя.

Дроссельное регулирование основано на применении гидроаппаратов (поз. 4 или 5 на рис. 1.2), в которых при управлении гидродвигателем изменяются площади проходных сечений каналов, соединяющих рабочие камеры гидродвигателя с напорной и сливной гидролиниями. Вследствие изменения проходных сечений каналов происходит изменение расхода жидкости, протекающей через

гидроаппарат. Соответственно, уменьшается или увеличивается скорость выходного звена гидродвигателя. Обычно конструкция гидроаппарата позволяет изменять также направление движения выходного звена гидродвигателя. Дроссельное регулирование сопровождается изменением давлений в рабочих камерах гидродвигателя и частичной потерей энергии жидкости.

Преимуществом этого способа регулирования по сравнению с другими способами является возможность одновременного управления несколькими гидродвигателями при одном централизованном источнике питания. Кроме того, дроссельное регулирование обеспечивает высокое быстродействие процесса управления гидродвигателем.

При *объемном регулировании* требуемая скорость выходного звена гидродвигателя достигается путем изменения подачи насоса источника энергопитания, что можно осуществить в гидроприводе, гидродвигатель которого непосредственно соединен с регулируемым насосом (рис. 1.3). Чтобы изменять направление движения выходного звена гидродвигателя, насос должен быть реверсивным по отношению к направлению подаваемой им жидкости под давлением. В некоторых гидроприводах применяют гидродвигатели с регулируемыми рабочими объемами. Такие гидродвигатели могут иметь общий централизованный источник питания.

Недостаток регулируемых объемных гидродвигателей состоит в том, что при изменении рабочего объема изменяется не только скорость выходного звена, но и создаваемый жидкостью вращающий момент. Эта особенность регулируемого объемного гидродвигателя может быть причиной неустойчивости гидропривода в окрестности по-

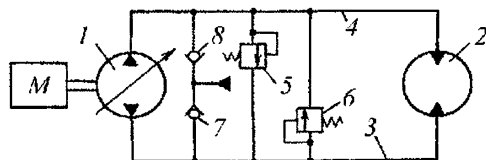


Рис. 1.3. Схема гидропривода с объемным регулированием:

1 — насос с реверсивно-регулируемой подачей; 2 — гидродвигатель; 3 и 4 — гидродвигатели; 5 и 6 — предохранительные клапаны; 7 и 8 — обратные клапаны

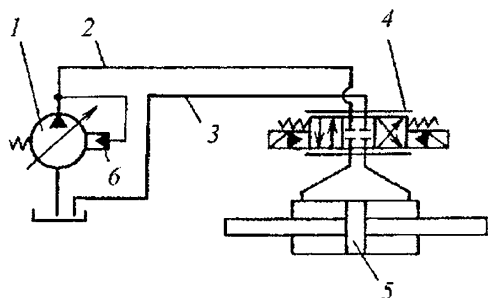


Рис. 1.4. Схема гидропривода с объемно-дроссельным регулированием:

1 — насос с регулируемой подачей (неревверсивной); 2 — напорная гидролиния; 3 — сливная гидролиния; 4 — управляющий гидроаппарат; 5 — гидроцилиндр; 6 — автоматический регулятор насоса

ложения равновесия выходного звена. Объемное регулирование по сравнению с дроссельным сопровождается меньшими потерями энергии жидкости.

При *объемно-дроссельном регулировании* используют оба рассмотренных способа (рис. 1.4). Такое регулирование позволяет уменьшить потери энергии по сравнению с дроссельным регулированием и может быть реализовано при подключении нескольких гидродвигателей к одному источнику питания. Конструктивно отдельные устройства гидропривода с объемно-дроссельным регулированием получаются сложнее, чем у гидропривода с дроссельным регулированием.

В объемных гидроприводах для управления потоками жидкости иногда применяют струйные и вихревые элементы без подвижных деталей. Эти элементы достаточно просты в изготовлении и менее чувствительны к загрязнению рабочей жидкости, чем золотники, кла-

паны, другие дроссельные устройства с подвижными деталями. Недостатком струйных и вихревых элементов является то, что при больших утечках жидкости под давлением они имеют малые коэффициенты усиления сигналов управления.

Способы регулирования объемных гидроприводов служат одним из главных признаков их классификации (рис. 1.5).

Схемы и конструкции насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов, а также вопросы управления и надежности гидроприводов будут рассмотрены в следующих главах данного тома. Более подробные материалы о параметрах гидроприводов, гидроцилиндрах, регулирующей и направляющей гидроаппаратуре, гидроаккумуляторах и других устройствах, применяемых в гидроприводах общемашиностроительного назначения, можно найти в справочнике [1.1].

1.3. ПОКАЗАТЕЛИ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ КАЧЕСТВО ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Для обоснованного выбора конструкции и параметров устройств, которые образуют объемный гидропривод, необходимо располагать критериями (показателями), позволяющими оценить принимаемое решение [1.2]. Ниже из всего числа часто используемых показателей качества технических систем применительно к гидроприводам выделено пять следующих групп.

1. Показатели функциональной, технической и конструктивной эффективности, которыми для объемного гидропривода служат номинальные и максимальные значения давления и расхода жидкости, мощность источника питания, скорость выходного звена, максимальные значения силы или вращаю-

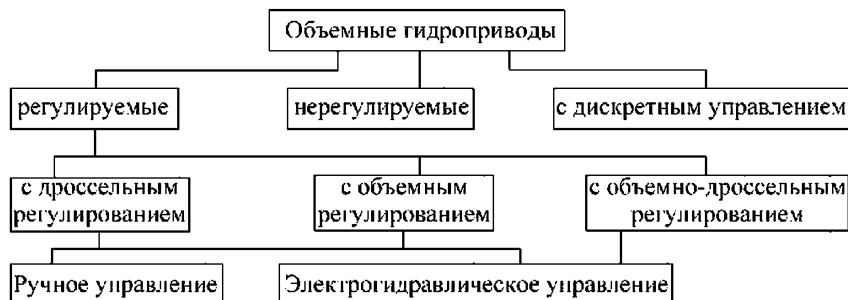


Рис. 1.5. Классификация объемных гидроприводов

шего момента на этом звене. К ним обычно добавляют массу и габаритные размеры устройств, входящих в состав гидропривода, и требования к допустимой вязкости рабочей жидкости при минимальной и максимальной температуре окружающей среды, а также требования к чистоте фильтрации этой жидкости. В случае следящего гидропривода указывают еще коэффициент усиления сигналов управления, допустимое отличие реальной статической характеристики от линейной, параметры частотных и переходных характеристик.

В зависимости от условий, в которых используется гидропривод, перечисленные показатели могут отличаться в широком диапазоне своих значений. У современных гидроприводов номинальные значения давления находятся в диапазоне 16...32 МПа, но с целью уменьшения размеров гидродвигателей и насосов для гидроприводов с большими нагрузками на выходные звенья номинальные значения давления стали увеличивать до 70 МПа. Соответственно мощность источника питания может достигать нескольких сотен и более киловатт. Массу гидродвигателя или насоса часто учитывают в удельном показателе, который определяют значением массы устройства, отнесенной к 1 кВт мощности. Для насосов, применяемых в источниках питания гидроприводов, этот показатель имеет значения 0,15...2 кг/кВт.

2. Показатели сложности объемного гидропривода как управляемой системы можно характеризовать числом динамических звеньев в структурной схеме системы, а также стоимостью их технической реализации и эксплуатации.

3. Показатели надежности, которыми являются безотказность устройств гидропривода (вероятность безотказной работы, средняя наработка на отказ), их долговечность (средний или назначенный ресурс), ремонтпригодность (продолжительность восстановления работоспособного состояния), средний срок сохранения изделием требуемых параметров.

4. Экологические показатели, ограничивающие вредные воздействия на человека (токсичность рабочих жидкостей, опасность воспламенения, шум, вибрации и др.).

5. Показатели, учитывающие взаимозаменяемость одного устройства другим, повторяемость использования данного устройства в технической системе и т.п.

1.4. ГИДРОДВИГАТЕЛИ И РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ВЫХОДНЫЕ ЗВЕНЬЯ ГИДРОПРИВОДОВ

У большинства гидроприводов выходные звенья посредством механических устройств соединены с выходными звеньями гидродвигателей, причем в ряде случаев их координаты могут совпадать при соответствующем выборе мест связи гидропривода с управляемым объектом. Отмеченная тождественность этих двух понятий зависит еще от конструкции гидродвигателя, на выбор которой влияют назначение гидропривода, технология его изготовления и условия эксплуатации. Если, например, гидропривод предназначен для применения в системах управления летательными аппаратами, то с целью обеспечения максимальной надежности системы в гидродвигателе должно быть как можно меньше соединяемых между собой деталей. В таких случаях шток 1 (рис. 1.6, а) часто изготавливают вместе с поршнем 2 гидроцилиндра 3, для уменьшения массы в штоке просверлен осевой канал. Сам гидроцилиндр расточен с одной стороны, и на его крышке закреплены элементы датчика обратной связи, размещенного внутри корпуса 4. На корпусе расположены втулки для оси, которая зафиксирована на внешней опоре гидроцилиндра. С управляемым органом летательного аппарата шток гидроцилиндра соединяют посредством шарнирного подшипника скольжения.

Более простым для изготовления будет гидроцилиндр 3 (рис. 1.6, б), расточенный насквозь и имеющий две крышки. Шток 1 и поршень 2, как и в предыдущей конструкции, выполнены в виде одной детали. В приливах на стенке гидроцилиндра установлены два шарнирных подшипника скольжения. При таком креплении гидроцилиндра закрывающий датчик обратной связи стакан 4 разгружен от действия силы, приложенной к штоку гидроцилиндра.

Еще проще получается гидроцилиндр, изготовленный из трубы. Его крышки связаны между собой длинными шпильками (рис. 1.6, в). Шток 1 соединен с поршнем 2 этого гидроцилиндра посредством резьбы. Гидроцилиндры такой конструкции применяют в приводах станков, роботов и манипуляторов. При необходимости датчик обратной связи устанавливают отдельно, соединяя его подвижный элемент со штоком гидроци-

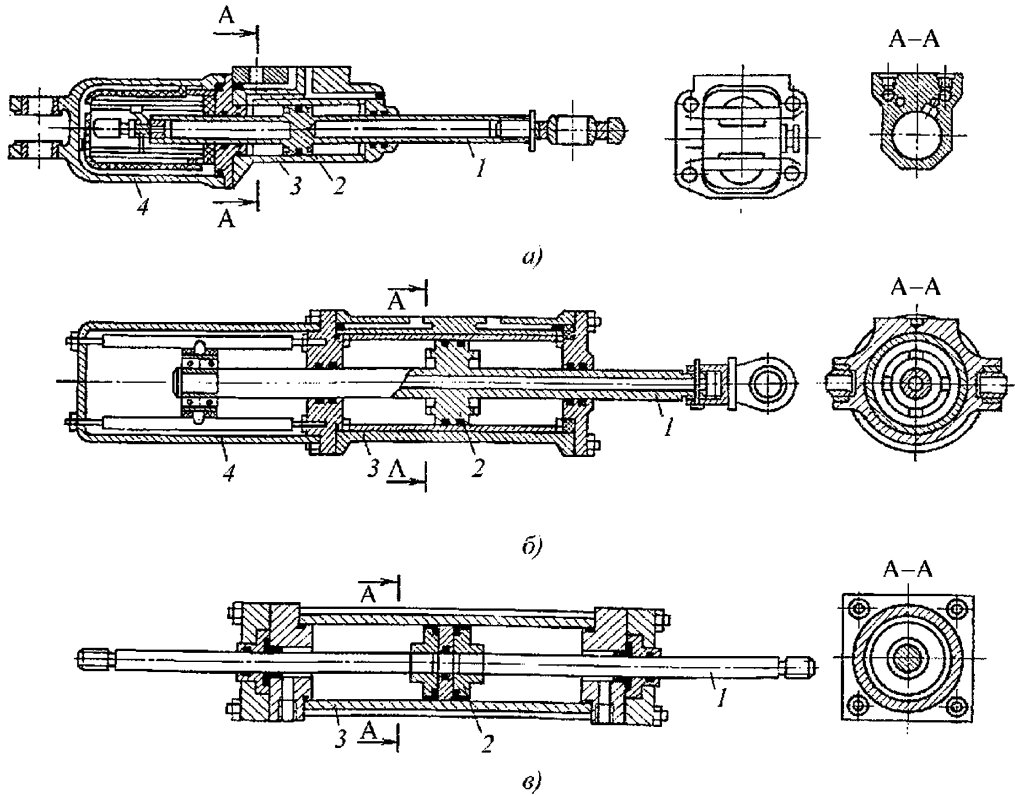


Рис. 1.6. Гидроцилиндры с одной крышкой (а), с двумя крышками (б), в виде трубы с двумя крышками (в)

линдра или с управляемым приводом механизмом.

Общим для всех трех конструкций гидроцилиндров является наличие проходного штока, что позволяет обеспечить одинаковые скорости движения поршня в обе стороны, но увеличивает габаритные размеры гидроцилиндра в осевом направлении.

В подъемно-транспортных машинах, горном и энергетическом оборудовании нагрузки, которые должен преодолевать гидропривод, могут действовать преимущественно в одном направлении, что позволяет применять гидроцилиндр 1 с непроходным штоком 2 (рис. 1.7). Площади поршня 3 в таком случае имеют разные значения, поэтому скорости движения поршня в одну и другую стороны будут различаться. Чтобы обеспечить почти равные скорости движения поршня в обе стороны, гидроцилиндр 1 (рис. 1.8) может быть снабжен плунжером 3 («фиктивным» штоком), который входит внутрь поршня при

его перемещении. Длина такого гидроцилиндра будет меньше длины гидроцилиндра с проходным штоком.

Значения силы P_n , создаваемой давлением жидкости на поршень гидроцилиндра, определяют с помощью следующих соотношений:

при проходном штоке

$$P_i = (S_{\delta} - S_{\delta\delta})(p_1 - p_2); \quad (1.5)$$

при непроходном штоке

$$P_i = S_{\delta}(p_1 - p_2) + S_{\delta\delta}p_2; \quad (1.6)$$

при фиктивном штоке

$$P_i = S_{\delta}(p_1 - p_2) + S_{\delta\delta}p_2 - S_{\delta}p_1. \quad (1.7)$$

В формулах (1.5)–(1.7) S_{δ} — площадь поперечного сечения полости гидроцилиндра; $S_{шт}$ — площадь поперечного сечения проходного и непроходного штоков; S_{ϕ} — площадь

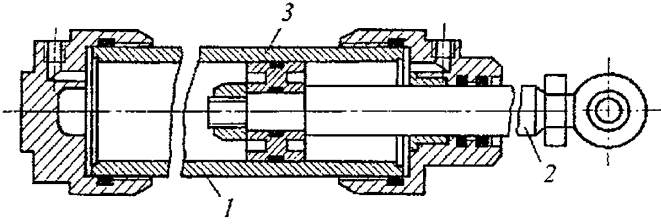


Рис. 1.7. Гидроцилиндр с непроходным штоком

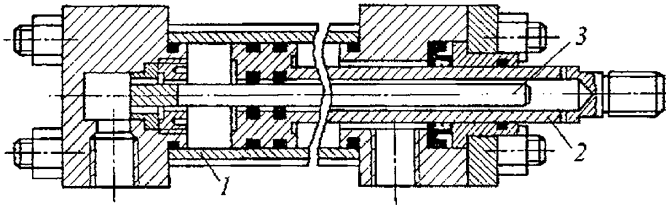


Рис. 1.8. Гидроцилиндр с «фигтивным» штоком

поперечного сечения фиктивного штока; p_1 и p_2 — давления в одной и другой полостях гидроцилиндра.

Чтобы от силы давления на поршень гидроцилиндра перейти к силе, развиваемой выходным звеном гидропривода, необходимо из вычисленных по формулам (1.5)—(1.7) величин вычесть значения сил трения в уплотнениях. Эти силы зависят от конструкций последних и давлений в полостях гидроцилиндра [1.3]. В гидроцилиндрах, предназначенных для использования в испытательном оборудовании, часто применяют гидростатические опоры для штоков. Такие опоры позволяют исключить присущие контактным уплотнениям силы трения, что повышает точность создаваемых гидроприводом нагрузок на проходящий испытания объект.

Кроме того, при гидростатических опорах благодаря отсутствию контактных уплотнений

в гидроцилиндре не ограничивается длительность проводимых испытаний. Недостатком гидростатических опор являются повышенные утечки в гидроцилиндре [1.4]. Приближенно действие сил трения можно учесть, используя, как в формуле (1.1), механический КПД гидроцилиндра.

Гидроцилиндры часто приходится применять вместе с механизмами, преобразующими линейные перемещения штоков в угловые перемещения управляемого устройства. Необходимость в таком механизме отпадает, если применить поворотный гидродвигатель (рис. 1.9).

Двигатель этого типа имеет лопасть 1, расположенную в корпусе 2 и жестко закрепленную на валу 4, который непосредственно соединен с устройством, управляемым гидроприводом. Электрический датчик 3 включают в обратную связь гидропривода.

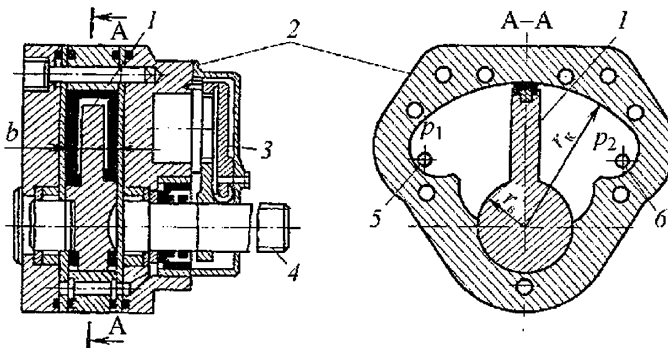


Рис. 1.9. Поворотный гидродвигатель с одной лопастью

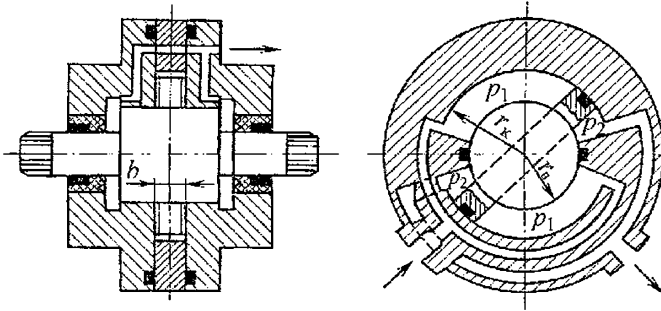


Рис. 1.10. Поворотный гидродвигатель с двумя лопастями

С гидроаппаратом полости гидродвигателя соединены каналами 5 и 6. Размеры гидродвигателя можно уменьшить, если на его валу закрепить две лопасти, которые вместе с выступами внутри корпуса образуют четыре полости (рис. 1.10).

Жидкость под давлением подводится в полости так, чтобы силы давления на каждую лопасть создавали суммарный вращающий момент. Поворотные гидродвигатели сложнее в изготовлении, чем гидроцилиндры. Кроме того, вследствие сложной конфигурации уплотнений, устанавливаемых на валу и лопастях, такие гидродвигатели могут быть недостаточно надежными при длительной эксплуатации.

Вращающий момент, приложенный к валу при действии сил давления на одну лопасть, вычисляют с помощью соотношения

$$M_{\epsilon} = S_{\epsilon} r_{\delta} (p_1 - p_2), \quad (1.8)$$

где $S_{\epsilon} = (r_{\epsilon} - r_{\delta})b$ — рабочая площадь лопасти; $r_{\delta} = 0,5(r_{\epsilon} + r_{\delta})$ — расстояние от оси до точки, в которой приложена сила давления.

При двух лопастях полученное по формуле (1.8) значение вращающего момента удваивается.

В качестве гидродвигателей с неограниченным углом поворота вала служат чаще всего роторные моторы, которые могут быть обратимыми объемными гидромашинами, перекачивая жидкость как насосы, если их вал приводится во вращение от другого двигателя. В гидроприводах наиболее широко применяют шестеренные, пластинчатые, аксиально и радиально-поршневые гидромоторы, из которых первые три вида относят к высокооборотным, устойчиво работающим, если частота вращения вала будет иметь зна-

чение не меньше 0,05...0,1 от номинального. Вследствие этого вал такого гидромотора соединяют с управляемым устройством посредством редуктора. Радиально-поршневые гидромоторы устойчиво работают при малой частоте вращения вала, что позволяет не применять редуктор. Вращающий момент, создаваемый рабочей жидкостью, определяет формула (1.2).

Передаточное число i механизма, соединяющего выходное звено гидродвигателя с управляемым устройством, выбирают исходя из требований, которые предъявляются к назначению гидропривода, его характеристикам и условиям эксплуатации всей системы. Однако эти требования часто оказываются противоречивыми, и тогда приходится искать компромиссное решение.

Оптимальное передаточное число i_0 можно найти следующим образом. Сначала надо вычислить максимальное значение мощности, затрачиваемой на управление устройством, связанным с выходным звеном гидропривода, затем по этой мощности при разных значениях i определить значения вращающего момента M или силы P , а также линейные v или угловые Ω скорости, которые должен развить гидродвигатель. Полученные в результате этих вычислений величины являются на плоскости M , Ω или P , v координатами точек, через которые проходит показанная на рис. 1.11 кривая 1. Там же построена внешняя (механическая) характеристика (кривая 2) гидродвигателя. Заштрихованной на рисунке области соответствуют допустимые значения i , которые лежат в диапазоне $i_b \leq i \leq i_a$.

В случае соизмеримых значений отнесенного к выходному звену момента инерции J управляемого устройства и момента инер-

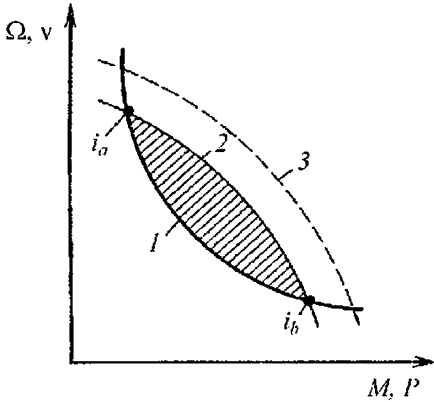


Рис. 1.11. Нагрузочная и внешняя характеристики гидродвигателя

ции рабочего органа самого гидродвигателя оптимальным будет такое значение i , которое позволит получить минимальный момент инерции зубчатого механизма. Это обеспечит уменьшение динамических нагрузок на выходное звено гидродвигателя и несколько увеличит быстродействие гидропривода. В общем случае рассматриваются дополнительные условия, например стоимость зубчатой передачи, используемой для соединения выходного звена гидродвигателя с управляемым устройством.

Выбирая близкое к нижнему пределу значение i , можно сократить число пар зацепления и тем самым снизить стоимость зубчатого механизма. Но при большем передаточном числе улучшается равномерность движения управляемого устройства с малыми скоростями. Кроме того, при большом передаточном числе возрастает сопротивляемость гидропривода внешним возмущениям, действующим на управляемое устройство, что обеспечивает малые перемещения выходного

звена гидродвигателя при изменении нагрузки на управляемое устройство.

Благодаря такой увеличенной с помощью передаточного механизма «жесткости» внешней характеристики гидродвигателя повышается точность управления объектом. Диапазон допустимых значений передаточного числа можно расширить, применив гидродвигатель с большим рабочим объемом или увеличив рабочее давление (рис. 1.11, кривая 3).

Различное влияние нескольких факторов на выбор передаточного числа указывает на целесообразность решения в таких случаях многокритериальной задачи оптимального проектирования гидропривода [1.2].

При выборе оптимальных размеров звеньев механизма, соединяющего шток гидроцилиндра с управляемым устройством, необходимо иметь в виду, что от хода штока зависит его диаметр, который влияет на размеры гидроцилиндра. Диаметр штока, прежде всего, должен удовлетворять условию устойчивости стержня по Эйлеру. Согласно этому условию критическое значение силы P_k равно

$$P_{\epsilon} = (\pi/L_{\epsilon})^2 J_{\phi\phi} E, \quad (1.9)$$

где L_k — длина стержня, заменяющего в расчетной схеме гидроцилиндр с полностью выдвинутым штоком (рис. 1.12); $J_{шт}$ — момент инерции поперечного сечения штока, при сплошном штоке $J_{\phi\phi} = \pi d_{\phi\phi}^4 / 64$; E — модуль упругости стали, из которой изготовлен шток.

Максимально допустимое значение силы назначают в 2,5–3,5 раза меньше P_k . После расчета штока на устойчивость проверяют прочность его соединения с управляемым устройством и выбирают наибольшую из полученных при этих расчетах площадь сечения штока.

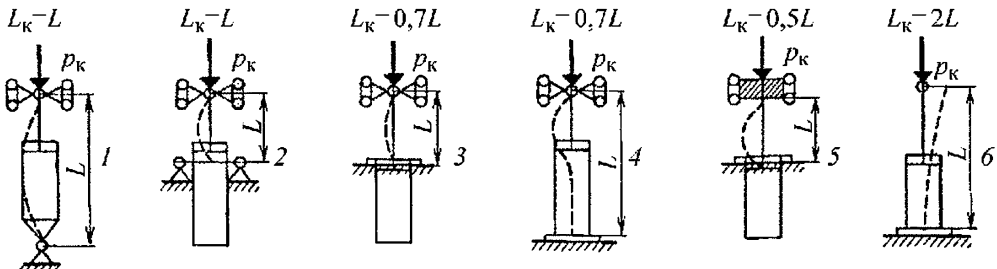


Рис. 1.12. Расчетные варианты 2–6 крепления гидроцилиндра

1.5. ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГОПИТАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Источники энергопитания объемных гидроприводов могут быть составной частью энергосиловой установки объекта, в системе управления которым применен гидропривод, или быть обособленным энергетическим агрегатом. При этом жидкость под давлением, подводимая к одному или нескольким гидроприводам, может также использоваться в системах смазки станков и машин. Обычно гидроприводы имеют обособленные источники энергопитания, что объясняется повышенными требованиями к свойствам рабочих жидкостей для таких приводов и целесообразностью применения высоких давлений, позволяющих уменьшить размеры, а также массу всего гидрооборудования. Наиболее часто в источниках энергопитания гидроприводов применяют аксиально- и радиально-поршневые насосы. Если по каким-то причинам для гидроприводов не требуется высокого рабочего давления, то используют более простые по конструкции, и соответственно, более дешевые шестеренные, винтовые или пластинчатые насосы.

Мощность $N_{н.п}$ потока жидкости на выходе из источника энергопитания определяет соотношение

$$N_{в.г} = Q_i p_i, \quad (1.10)$$

где Q_p, p_n — соответственно расход и давление жидкости на выходе из источника энергопитания.

Мощность $N_{нас}$, необходимая для работы насоса,

$$N_{i\dot{a}n} = \frac{Q_{i\dot{a}n}(p_{i\dot{a}n} - p_{a\dot{o}})}{\eta_i \eta_a}, \quad (1.11)$$

где $Q_{нас}, p_{нас}$ — расход и давление жидкости на выходе из насоса; $p_{вх}$ — давление на входе в насос; η_o — объемный КПД насоса, учитывающий утечки в нем; η_r — гидромеханический КПД насоса, учитывающий потери энергии вследствие гидравлического сопротивления каналов и трения в насосе.

Указанные выше величины должны быть согласованы, чтобы обеспечивалось требуемое взаимодействие насоса и гидроприводов, подключенных к источнику энергопитания.

Давление $p_{вх}$ выбирают исходя из условия работы гидросистемы без возникновения *кавитации*. Это условие означает, что в ка-

ком-либо месте потока жидкости давление не снижается до значения, при котором из нее сначала выделяется воздух, а затем образуются насыщенные пары. При кавитации нарушается непрерывность течения и могут возникать высокочастотные колебания давления, которые сопровождаются разрушением деталей и ухудшением характеристик отдельных устройств и всей гидросистемы.

Для гидроприводов, эксплуатируемых в заводских помещениях, значение $p_{вх}$ близко к атмосферному давлению. В летательных аппаратах давление в баке (см. рис. 1.2), из которого насос забирает жидкость, должно быть выше атмосферного в связи с тем, что давление окружающей среды уменьшается по мере увеличения высоты полета. Повышенное давление в баке создают, заполняя инертным газом полость над поверхностью жидкости. Баки с таким «наддувом» используют также в наземных установках, когда для уменьшения массы источника энергопитания применяют высокооборотные насосы или установки, которые эксплуатируются при низких температурах, вызывающих значительное увеличение вязкости рабочей жидкости. Примерами могут служить гидроприводы, используемые в транспортных машинах.

Расход $Q_{нас}$ связан с *геометрической подачей насоса* Q_r соотношением

$$Q_{i\dot{a}n} = Q_a \eta_i. \quad (1.12)$$

Значение Q_r можно найти по формуле

$$Q_a = \frac{V_{i\dot{a}n}}{2\pi} \Omega_{i\dot{a}n}, \quad (1.13)$$

где $V_{нас}$ — рабочий объем насоса, равный разности объемов рабочих камер насоса, изменившихся за один оборот его вала; $\Omega_{нас}$ — угловая скорость вращения вала насоса.

Вычисленные по формулам (1.12) и (1.13) значения расхода насоса являются усредненными за время оборота вала насоса. Мгновенные значения расхода отличаются от усредненных, что характеризует степень неравномерности подачи насоса, которая определяется с помощью отношения мгновенного приращения расхода к его усредненному значению. У большинства насосов степень неравномерности подачи незначительна. Однако из-за процессов внутри насоса и процессов, вызванных действиями гидроаппаратов, колебания расхода и давления жидкости в гидролиниях могут превышать зна-

чения, рассчитанные только с учетом неравномерности подачи насоса.

Для уменьшения этих колебаний жидкости применяют либо гидроаккумуляторы, либо гасители, состоящие из сосудов, целиком заполненных рабочей жидкостью, и дополнительных гидравлических сопротивлений. В системах с гидроприводами более широкое применение нашли гидроаккумуляторы, так как они не только обеспечивают достаточно эффективное гашение колебаний жидкости в гидролиниях, но и делают возможным кратковременное увеличение расхода жидкости, поступающей от источника энергопитания к гидродвигателю. Благодаря этому достигается, если необходимо, высокое быстродействие гидроприводов без увеличения подачи насоса.

Основные варианты источников энергопитания гидроприводов представлены на рис. 1.13, где 1 — бак; 2 — насос; 3 — двигатель (электродвигатель, двигатель внутреннего

сгорания и т.п.); 4 — фильтр для очистки рабочей жидкости; 5 — переливной или предохранительный клапан; 6 — теплообменник.

Насос всасывает жидкость из бака и подает ее через фильтр в напорную магистраль (напорную гидролинию). Показанные на схемах источники энергопитания различаются способом регулирования давления жидкости. Согласно первой схеме (рис. 1.13, а) при $Q_n = 0$ вся жидкость, нагнетаемая насосом, возвращается через переливной клапан в бак. При $Q_n = Q_{нас}$ переливной клапан частично или полностью закрыт. Значение давления p_n в напорной линии клапан поддерживает соответственно своей характеристике, устанавливающей зависимость p_n от расхода жидкости, протекающей через клапан. Недостаток такого способа регулирования давления состоит в том, что истечение жидкости через клапан происходит под давлением, которое равно давлению на выходе из насоса. Вследствие этого потери энергии могут быть значительными.

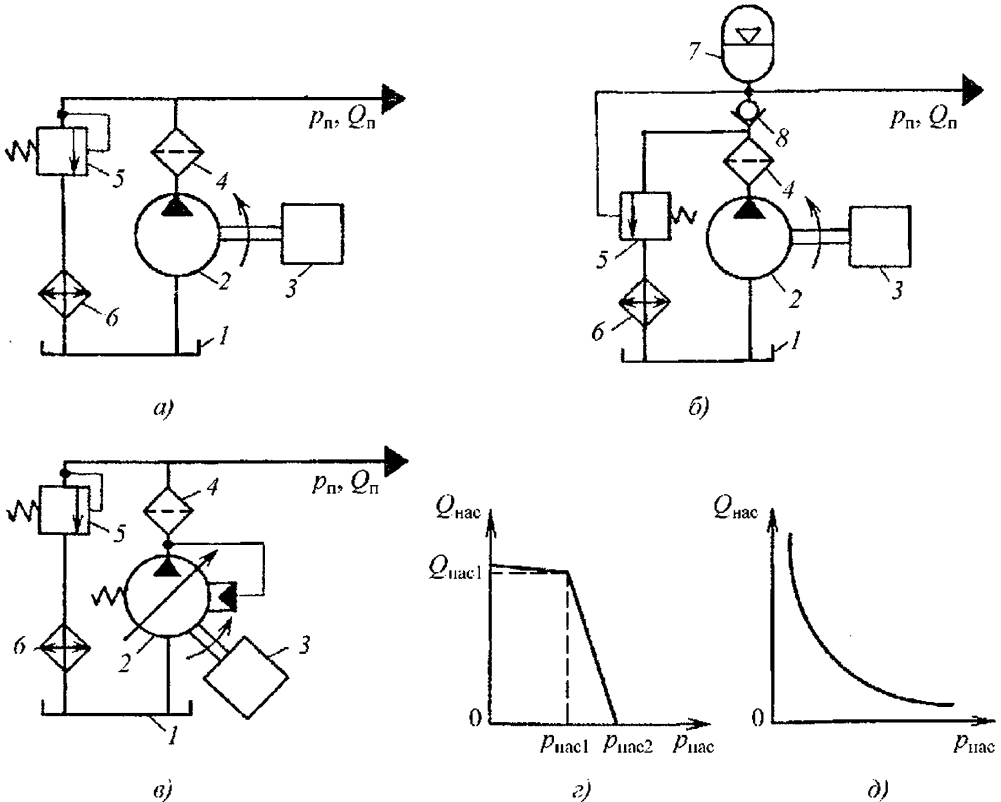


Рис. 1.13. Схемы источников энергопитания гидроприводов

Неселесообразные затраты энергии уменьшаются, если в начале напорной гидролинии установить газогидравлический аккумулятор 7 (рис. 1.13, б), в который жидкость от насоса направляется через обратный клапан 8. В такой схеме клапан 5 действует как дискретный автомат разгрузки насоса, соединяя его выход с баком, когда давление в газогидравлическом аккумуляторе достигнет заданного значения. Благодаря малому гидравлическому сопротивлению полностью открытого клапана вся подаваемая насосом жидкость поступает на слив при низком давлении, а обратный клапан удерживает жидкость в газогидравлическом аккумуляторе при высоком давлении. В случае падения давления в напорной гидролинии клапан 5 закрывается и жидкость от насоса, открыв обратный клапан 8, вновь подается в газогидравлический аккумулятор.

Эффективность рассмотренной схемы в значительной мере зависит от объема газогидравлического аккумулятора и циклограммы работы гидропривода.

Повысить энергетическую эффективность источника питания можно, применив более сложный, а поэтому более дорогой насос с автоматическим регулированием подачи (рис. 1.13, в). Согласно данной схеме при отклонении давления на выходе насоса от заданного значения автоматический регулятор изменяет подачу насоса так, чтобы с требуемой точностью восстанавливалось давление. График зависимости установившихся значений подачи $Q_{\text{нас}}$ регулируемого насоса от давления $p_{\text{нас}}$ представлен на рис. 1.13, г.

Участок характеристики, находящийся между значениями давлений $p_{\text{нас1}}$ и $p_{\text{нас2}}$, соответствует зоне регулирования насоса, причем разность указанных давлений равна установившейся ошибке ϵ_p , с уменьшением которой возрастает точность регулирования давления, наибольшая точность будет при $\epsilon_p = 0$. При этом поддерживается постоянное давление на выходе из насоса, когда расход жидкости, поступающей в газогидравлический аккумулятор или напорную гидролинию, изменяется от нулевого до максимального значения.

Однако реализации такой точности регулирования давления может помешать неустойчивость системы автоматического регулирования насоса. Чтобы обеспечить устойчивость, приходится уменьшать точность ре-

гулирования давления, сохраняя некоторое значение установившейся ошибки, или усложнять регулятор, вводя корректирующие устройства [1.5].

В ряде случаев требуется поддерживать не давление на выходе насоса, а близкую к постоянному значению мощность насоса при различных значениях подачи. Необходимость в таком регулировании появляется, например, если насос приводится от дизеля. При поддержании постоянной мощности насоса зависимость его подачи от давления должна быть близка к гиперболической (рис. 1.13, д), на что указывает соотношение

$$Q_{\text{г}} \text{ и } p_{\text{г}} \text{ и } n = \text{const.}$$

При подключении нескольких гидроприводов к одному источнику энергопитания эффективность последнего может быть повышена путем применения системы регулирования насоса, которая будет изменять свою настройку в зависимости от нагрузок, действующих на выходные звенья гидроприводов (*load sensing* — регулирование).

Автоматические регуляторы насосов по принципу действия и конструктивному исполнению своих основных элементов разделяют на *гидромеханические* и *электрогидравлические*. Схема гидромеханического регулятора прямого действия (без усилителя мощности сигнала управления аксиально-поршневым насосом) дана на рис. 1.14, а. Регулятор имеет поршень 2, на который, с одной стороны, действует давление $p_{\text{нас}}$ жидкости, подведенной из выходного канала насоса 1. С другой стороны, поршень нагружен пружиной 3 и посредством штока 4 соединен с наклонной шайбой насоса. При давлении $p_{\text{нас}}$ сила пружины превышает силу давления на поршень, поэтому он смещен в крайнее правое положение, при котором шайба наклонена на максимальный угол γ_{max} , соответствующий максимальной подаче насоса.

По мере увеличения давления на выходе насоса поршень, преодолевая силу пружины, смещается влево, уменьшая угол наклона шайбы. Когда давление достигнет значения $p_{\text{нас2}}$, поршень установит шайбу в положение, при котором угол γ близок к нулю. Подача насоса в этом случае будет равна расходу утечки жидкости по зазорам между подвижными деталями насоса и регулятора. При падении давления $p_{\text{нас}}$ регулятор снова увеличивает угол наклона

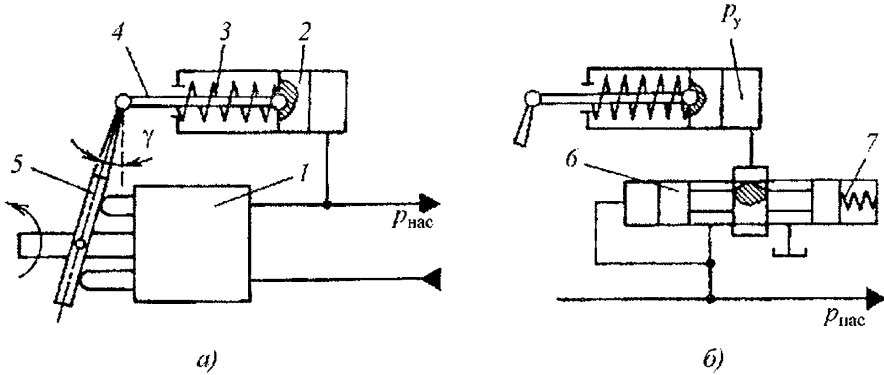


Рис. 1.14. Гидромеханический регулятор насоса:

a — прямого действия; *б* — с гидравлическим усилением мощности сигнала управления

шайбы, устанавливая тем самым необходимую для повышения давления подачу насоса.

Зависимость установившихся значений подачи $Q_{\text{нас}}$ насоса от давления $p_{\text{нас}}$ на выходе из насоса определяется статической характеристикой, которую можно найти, воспользовавшись уравнением равновесия поршня

$$S_p p_{i\dot{a}n} - P_{\phi\delta} - P_{0i\delta} - c_{i\delta} y_{\delta} = 0, \quad (1.14)$$

где S_p — площадь поршня регулятора, на которую действует давление $p_{\text{нас}}$; $P_{\text{шт}}$ — сила, приложенная к штоку 4 со стороны шайбы 5 насоса; $P_{0\text{пр}}$ и $c_{\text{пр}}$ — соответственно сила при начальном натяжении пружины 3 и ее жесткость; y_p — перемещение поршня 2 регулятора, измеренное от положения, при котором $\gamma = \gamma_{\text{max}}$.

Для рассматриваемой схемы насоса

$$Q_{i\dot{a}n} = \eta_i z_i n_i S_i D_{i\dot{n}} \text{tg } \gamma, \quad (1.15)$$

где z_n — число плунжеров (поршней) насоса; n_n — частота вращения вала насоса; S_n — площадь поперечного сечения одного плунжера насоса; D_{oc} — диаметр окружности, которая пересекает оси плунжеров насоса.

Угол наклона шайбы в данной схеме связан с перемещением штока регулятора соотношением

$$y_p = (\text{tg } \gamma_{\text{max}} - \text{tg } \gamma) r_p, \quad (1.16)$$

где r_p — расстояние от оси поворота шайбы до оси штока регулятора.

Предположив, что $P_{\text{шт}}$ мала по сравнению с $P_{0\text{пр}}$ и незначительно изменяется в зависимости от γ , можно по формулам (1.14)–

(1.16) получить уравнение статической характеристики в виде

$$Q_{i\dot{a}n} = Q_{i\dot{a}n1} - K_p (p_{i\dot{a}n} - p_{i\dot{a}n1}), \quad (1.17)$$

$$\text{где } p_{i\dot{a}n1} = \frac{P_{0i\delta} + P_{\phi\delta}}{S_p}; Q_{i\dot{a}n1} = \eta_i z_i n_i S_i D_{i\dot{n}} \text{tg } \gamma_{\text{max}}.$$

Величины $Q_{\text{нас1}}$ и $p_{\text{нас1}}$ являются координатами начальной точки регулируемого участка характеристики насоса (см. рис. 1.13, *з*), поэтому в уравнении (1.17) $p_{\text{нас}} > p_{\text{нас1}}$, а коэффициент K_p определяется соотношением

$$K_{\phi} = \frac{S_p \eta_0 z_i n_i S_i D_{i\dot{n}}}{c_{i\delta} r_p}. \quad (1.18)$$

Согласно формуле (1.18) при увеличении жесткости $c_{\text{пр}}$ пружины коэффициент K_p уменьшается. Соответственно, регулируемый участок характеристики становится более пологим. При уменьшении жесткости пружины крутизна этого участка возрастает, а значение установившейся ошибки ϵ_p уменьшается. Однако при большом коэффициенте K_p процесс регулирования может быть неустойчивым, что приведет к незатухающим колебаниям жидкости в напорном и сливном трубопроводах.

Наличие в регуляторе прямого действия поршня, который является чувствительным элементом, измеряющим отклонение давления, и одновременно служит исполнительным устройством, управляющим углом наклона шайбы насоса, ограничивает возможности высокоточного регулирования. В более совершенных регуляторах чувствительный элемент управляет исполнительным

устройством с помощью вспомогательного гидравлического усилителя. Схема такого регулятора непрямого действия приведена на рис. 1.14, б.

В этом регуляторе чувствительным элементом является плунжерная часть золотника 6, который нагружен пружиной 7. Жидкость под давлением от насоса подводится в полость слева от золотника, а также поступает в кольцевое пространство между буртами золотника. На кромках среднего бурта сделаны прорезы, через которые жидкость попадает в канал, соединенный со сливом. При смещении золотника от среднего положения проходное сечение одной прорези увеличивается, другой уменьшается, что вызывает изменение давления p_y в полости гидроцилиндра, управляющего положением шайбы насоса. Статическая характеристика регулятора зависит теперь не только от жесткости пружин, нагружающих золотник и поршень гидроцилиндра, но и от размеров прорезей на кромках золотника.

В электрогидравлическом регуляторе применяют датчик, преобразующий измеренное на выходе из насоса давление в электрический сигнал, который через электронный усилитель передается на вход электрогидравлического усилителя (ЭГУ). По этому сигналу происходит перемещение золотника ЭГУ и изменяется давление в полостях гидроцилиндра, управляющего шайбой или другим регулирующим органом насоса. Жидкость под давлением подводится в ЭГУ от регулируемого или от вспомогательного насоса, вал которого приводится во вращение от вала регулируемого насоса. Электрогидравлический регулятор по сравнению с гидромеханическим позволяет в более широких пределах корректировать как статические, так и динамические характеристики всей системы, состоящей из источника энергопитания и подключенных к нему гидроприводов.

При описании схем источников энергопитания было отмечено, что для улучшения динамических характеристик указанной выше системы целесообразно применять газогидравлические аккумуляторы. Такие аккумуляторы изготавливают в виде цилиндрических или сферических сосудов, частично заполненных предварительно сжатым газом, частично рабочей жидкостью. В случае небольших давлений (до 4 МПа) газом служит воздух, причем обе среды могут быть не разделены.

При более высоких давлениях воздух заменяют инертным газом (обычно азотом) и применяют поршневые или эластичные разделители газовой и жидкой сред. В современных системах с гидроприводами последний тип аккумуляторов получил наиболее широкое распространение.

В газогидравлическом аккумуляторе энергия накапливается вследствие дополнительного сжатия газа жидкостью, подаваемой насосом. Зависимость давления газа от занимаемого им в аккумуляторе объема приблизительно описывает уравнение состояния газа

$$p_i V_i^k = \text{const}, \quad (1.19)$$

где p_i — давление в газовой подушке, занимающей объем V_i в аккумуляторе; k — показатель политропы, равный 1,2...1,4.

Для расчета полного объема V_a принимают, что давление p_a при минимальном объеме газа V_1 должно быть равно давлению p_n питания гидропривода, а при снижении давления в аккумуляторе до значения p_x из него будет вытеснен полезный объем V_n , после чего в аккумуляторе останется объем $V_{\text{ост}}$ жидкости.

Воспользовавшись соотношением (1.19) и показанным на рис. 1.15 распределением объемов газа по высоте аккумулятора, нетрудно найти

$$p_a V_1^k = p_x (V_a - V_{i\text{нб}})^k \quad (1.20)$$

или

$$p_a [V_a - (V_1 + V_{i\text{нб}})]^k = p_x (V_a - V_{i\text{нб}})^k. \quad (1.21)$$

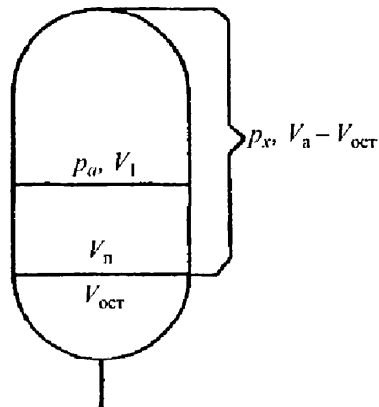


Рис. 1.15. Распределение объемов газа и жидкости по высоте гидроаккумулятора

Из уравнения (1.21) следует, что

$$V_a = \frac{V_i}{1 - (p_x / p_a)^{1/k}} + V_{i\text{но}}. \quad (1.22)$$

Обычно значения отношения p_x / p_a значаюот равными 0,8...0,9. Если при этом значение $V_{\text{ост}}$ будет малым по сравнению с V_n , то приближенное значение полного объема V_a аккумулятора при $k = 1,4$ составит

$$V_a = (6,8...13,9) V_i. \quad (1.23)$$

С учетом $V_{\text{ост}}$ полный объем аккумулятора получается несколько большим вычисленного.

На выбор значения полезного объема V_n газогидравлического аккумулятора влияют число подключенных к источнику энергопитания гидроприводов, циклограммы выполняемых ими операций и действующие на выходные звенья нагрузки. Значения $V_{\text{ост}}$ также зависят от перечисленных факторов.

Кроме того, необходимо учитывать, при каких размерах и массе аккумулятора получены его характеристики. На последние показатели влияет также давление p_0 начальной зарядки аккумулятора, которое можно найти по полученной с помощью соотношения (1.21) формуле

$$p_0 = p_a [1 - (V_i + V_{i\text{но}}) / V_a]^k. \quad (1.24)$$

На основе уравнений (1.23) и (1.24) проводят расчеты газогидравлических аккумуляторов, более подробно представленные в справочной литературе и каталогах ряда фирм в виде номограмм и специализированных программ для выбора оптимальных размеров гидроаккумуляторов с учетом условий их использования. Такую программу, например, предлагает фирма Нудас (ФРГ), производящая разнообразные газогидравлические аккумуляторы.

Компоновка устройств, составляющих источник энергопитания гидропривода, может быть различной в зависимости от области его применения. Для станочных и других гидроприводов промышленного назначения обычно используют насосные установки (гидростанции), в которые кроме насоса и бака, заполняемого рабочей жидкостью, входят гидроак-

кумуляторы, предохранительные (или переливные) клапаны, обратные клапаны, фильтры и теплообменники. Установки оснащены также приборами, измеряющими давление на выходе из насоса, уровень и температуру рабочей жидкости в баке [1.6].

Аналогично укомплектованы так называемые маслonaпорные установки, применяемые для снабжения жидкостью под давлением автоматических регуляторов гидротурбин и многих других технических систем.

В летательных аппаратах, наземных транспортных машинах и роботах, когда это целесообразно, источник энергопитания объединяют в один агрегат вместе с гидродвигателем и управляющими гидроаппаратами. Положительной стороной такого автономного гидропривода является отсутствие трубопроводов, длина которых в некоторых системах может быть значительной, что снижает защищенность системы от внешних разрушающих воздействий и ухудшает массогабаритные показатели гидрооборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.1. **Свешников В.К.** Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.
- 1.2. **Боровин Г.К., Попов Д.Н.** Вычислительный эксперимент в задачах оптимального проектирования управляемых систем с гидроприводами // Математическое моделирование. 2004. Т. 16. № 6.
- 1.3. **Уплотнения и уплотнительная техника:** справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
- 1.4. **Попов Д.Н., Чвялев Д.С.** Численное исследование течения вязкой жидкости в гидростатической опоре штока // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2006. № 3. С. 15–23.
- 1.5. **Попов Д.Н.** Механика гидро- и пневмоприводов. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
- 1.6. **Гамьин Н.С.** Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.

Глава 2

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ

В любой гидравлической системе рабочая жидкость (РЖ) выполняет многообразные функции, необходимые для этой системы. В гидроприводах (ГП) РЖ обеспечивает геометрические связи и является непосредственным переносчиком энергии и импульса или информации. Кроме того, она выполняет функции смазывающего и охлаждающего агента в парах трения, защищает детали от коррозии, удаляет из системы продукты износа.

Рабочие жидкости ГП в значительной степени определяют возможные выходные параметры, ресурс и надежность любых конструкций. При этом с ростом рабочих давлений и расширением диапазона температур эксплуатации значимость РЖ существенно возрастает. Об этом свидетельствуют и данные по отказам ГП, 80 % которых обусловлено состоянием РЖ. Основными причинами этих отказов являются загрязненность, старение, повышенное газосодержание, перегрев РЖ. Поэтому учет и знание свойств РЖ при проектировании и эксплуатации современных конструкций ГП — это необходимые условия обеспечения их требуемых эксплуатационных характеристик.

РЖ универсального назначения пока не создано, так как они должны удовлетворять широкому ряду зачастую противоречивых требований. Поэтому существует много типов РЖ с разными свойствами, предназначенных для разнообразных условий эксплуатации. Основными эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к РЖ являются:

- передача энергии и импульса с возможным минимальными потерями;
- малая сжимаемость;
- минимальная зависимость вязкости от температуры и давления;
- хорошие охлаждающие свойства (высокие удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности);
- высокие противоизносные, противозадирные и антифрикционные свойства;
- хорошая термическая и антиокислительная стабильность;
- высокая устойчивость к механическому разрушению (деструкции) РЖ в процессе ее

дросселирования при больших давлениях и скоростях потока;

- способность защищать смазываемые поверхности от коррозионного воздействия агрессивных веществ, попадающих в РЖ извне либо образующихся в ней в процессе работы механизмов, а также от электрохимической коррозии в ходе эксплуатации и длительных перерывов в работе;

- демпфирование колебаний, вызываемых гидравлическими ударами;

- стойкость к образованию эмульсий с водой и пенообразованию;

- малое поглощение воздуха и его хорошее отделение;

- высокая физическая стабильность в условиях длительного хранения;

- хорошие диэлектрические характеристики (непроводимость);

- совместимость с конструкционными материалами ГП;

- высокая точка кипения и низкое давление пара;

- негигроскопичность;

- пожаробезопасность;

- экологическая безопасность;

- долговечность;

- способность хорошо очищаться от загрязнений;

- совместимость и взаимозаменяемость с другими марками РЖ;

- высокие экономические показатели.

В каждом конкретном случае следует учитывать комплекс физико-химических характеристик РЖ, которые наилучшим образом отвечают предполагаемым условиям эксплуатации. Из этого следует, что значение этих характеристик и характер их изменения в предполагаемом интервале их эксплуатационного существования являются необходимыми условиями для оптимального проектирования проектируемых гидравлических систем.

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СВОЙСТВ РЖ

Совокупность всех свойств РЖ условно делят на *физико-химические*, *эксплуатационные* и *экологические*. Следует заметить, что четкого

разграничения между показателями этих групп свойств нет. Приводимое здесь деление достаточно условно. Целый ряд параметров одновременно является показателем как физико-химических, так и эксплуатационных и экологических свойств.

Физико-химические свойства определяются в лабораторных условиях различными методами анализа. К этим свойствам относятся плотность, вязкость, поверхностное натяжение, показатель преломления, испаряемость, окисляемость, электро- и теплопроводность, теплоемкость, температуры: вспышки, воспламенения, застывания (замерзания) и др.

Эксплуатационные свойства — это свойства, которые проявляются при использовании РЖ непосредственно в гидравлических системах: смазывающая способность, склонность к осадкообразованию, моющие, коррозионные и иные свойства.

Экологические свойства обнаруживаются при взаимодействии продукта с окружающей средой: при контакте со средствами механизации в условиях хранения, перекачки и фильтрации, а также с человеком, атмосферой, водой, животным и растительным миром. К экологическим свойствам относят токсичность, пожаро- и взрывоопасность, стабильность качества продукта при хранении, транспортировании и перекачке, способность продукта влиять на загрязнение окружающей среды.

Свойства, определяющие качество продукта, характеризуются так называемыми показателями качества: вязкостью, плотностью, теплопроводностью, теплоемкостью, сжимаемостью и т.д. По этим показателям проводится количественная оценка качества РЖ. Количественная оценка имеет не только техническое, но и экономическое значение, так как почти каждый показатель качества является связующим звеном между производством РЖ и ее применением. Это объясняется тем, что величина показателя качества, как правило, неразрывно связана, с одной стороны, со стоимостью производства и ресурсами его источников, с другой — с эффективностью использования РЖ.

Применяемые методы оценки качества РЖ могут быть разделены на физико-химические и специальные.

Физико-химические методы исследования или оценки — это обычно лабораторные методы испытаний, связанные с определением количественных значений соответствующих физико-химических параметров.

Специальные методы исследования подразделяются на две группы: квалификационные методы оценки эксплуатационных свойств и эксплуатационные испытания.

Квалификационные методы — это методы испытаний (преимущественно непродолжительные) РЖ на модельных установках, натуральных агрегатах, предназначенные для прямой оценки одного или нескольких эксплуатационных свойств жидкости. Иногда этот вид испытаний называют *стендовыми испытаниями*.

Эксплуатационные испытания — длительные испытания, проводимые на объектах техники в эксплуатационных условиях с целью всесторонней оценки всех эксплуатационных свойств РЖ.

Все три метода оценки играют одинаково важную роль. Физико-химические методы анализа используются при исследовательских работах, для контроля показателей качества РЖ и косвенной оценки их эксплуатационных свойств. Прямая оценка последних проводится только квалификационными методами и по результатам эксплуатационных испытаний.

В настоящее время квалификационные методы считаются самыми перспективными методами испытаний. Их отличительными особенностями являются:

во-первых, то, что по ним более точно и более полно можно оценить эксплуатационные свойства РЖ, чем по физико-химическим методам анализа;

во-вторых, и это самое главное, по квалификационным методам качество оценивается в десятки раз быстрее и экономичнее, чем по результатам длительных эксплуатационных испытаний.

Квалификационные методы с успехом используются в разных целях: для сокращения продолжительности эксплуатационных испытаний РЖ; установления взаимосвязи между качеством и конструкцией образцов техники; раскрытия сущности процессов и явлений, связанных с применением РЖ; для разработки оптимальных требований к качеству жидкостей; при проведении работ по классификации и унификации РЖ.

2.2. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РЖ

Физико-химические свойства РЖ характеризуются системой значительного числа различных показателей. При решении прак-

тических задач, связанных с проектированием и эксплуатацией гидросистем, в каждом конкретном случае применяется только определенная группа показателей РЖ, отражающих специфику условий ее использования. Поэтому далее рассматриваются характеристики, наиболее часто используемые проектировщиками и эксплуатационниками гидравлических систем.

Плотность ρ — содержание массы m жидкости в единице объема V , кг/м³:

$$\rho = m/V.$$

Плотность РЖ характеризует ее инерционность, от нее зависят потери давления при течении через гидролинии и дроссели. Поэтому стремятся выбирать жидкости с наименьшей возможной плотностью. В то же время для того, чтобы передавать большую мощность при равных объемах РЖ, плотность должна быть как можно выше. Для гидростатических приводов это менее существенно, чем для гидродинамических. Плотность минеральных масел находится в пределах 860...900 кг/м³.

Плотность жидкостей увеличивается с ростом давления и уменьшается с повышением температуры. Изменение плотности может быть оценено по формуле

$$\rho = \rho_0 (1 - \alpha \Delta T + \beta \Delta p), \quad (2.1)$$

где ρ_0 — плотность при выбранных начальных условиях; Δp и ΔT — соответственно изменения давления и температуры относительно начальных; α — температурный коэффициент объемного расширения; β — коэффициент сжимаемости.

Коэффициент сжимаемости β , МПа⁻¹, характеризует относительное изменение объема жидкости при изменении давления на 1 МПа:

$$\beta = -(1/V) (\partial V / \partial p)_T.$$

В справочной литературе, как правило, приводится средний интервальный коэффициент сжимаемости с указанием диапазона давления и температура T , при которых он определен.

Величина, обратная β , называется объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии, обозначение E , В, МПа:

$$E = 1/\beta.$$

Объемный модуль упругости зависит от типа жидкости, давления и температуры. При повышении давления модуль упругости увеличивается, а при нагреве жидкости (кроме воды) он уменьшается. Объемный модуль упругости большинства минеральных масел в диапазоне температур 40...200 °С изменяется от 1700 до 1000 МПа, а синтетических жидкостей — от 1000 до 500 МПа. Среднее значение коэффициента сжимаемости масла АМГ-10 для диапазона давления 0...20 МПа и температуры 20 °С можно принимать равным $7 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹, а для более тяжелых масел $6 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹.

Обычно в РЖ работающего ГП содержится до 6 % нерастворенного воздуха. В этом случае рабочая жидкость представляет собой газожидкостную смесь, модуль упругости $E_{г.ж}$ которой подсчитывается по формуле

$$E_{г.ж} = E(V_{г.} / V_{г.} + 1) / (V_{ж.} / V_{г.} + E p_0 / p^2),$$

где $V_{ж.}$, $V_{г.}$ — объемы соответственно жидкостной и газовой компонент при атмосферном давлении p_0 . После отставания в течение суток содержание воздуха уменьшается до 0,01...0,02 %.

В РЖ содержится также определенное количество растворенного воздуха (пропорциональное величине давления), который практически не влияет на физико-химические свойства РЖ, однако способствует возникновению кавитации, особенно во всасывающих линиях насосов, в дросселях и других местах ГП, где происходит резкое изменение давления.

Температурный коэффициент объемного расширения α , К⁻¹, характеризует относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 К:

$$\alpha = (\partial V / \partial T)_p / V_0.$$

Поскольку этот коэффициент остается практически неизменным в определенных температурных интервалах, в справочной литературе, как правило, приводится средний интервальный температурный коэффициент объемного расширения с указанием температурного диапазона, для которого он справедлив. Среднее значение коэффициента α для гидравлических масел на нефтяной основе можно принять равным $(7...10) \cdot 10^{-4}$ К⁻¹.

Благодаря малому значению $(\partial V / \partial p)_T$ у жидкостей обычно весьма велико значение

производной $(\partial V / \partial T)_V$, характеризующей интенсивность изменения давления с изменением температуры при постоянном объеме жидкости. Например, для воды при $t = 50^\circ \text{C}$ $(\partial p / \partial T)_V = 1,025 \text{ МПа}\cdot\text{К}$. Это означает, что при нагреве заполненной водой герметичной емкости на $\Delta t = 10 \text{ К}$ давление воды в этом сосуде возрастает на $10,25 \text{ МПа}$.

Причиной столь сильного роста давления жидкости при сравнительно небольшом повышении температуры является малая сжимаемость жидкости. При практических расчетах гидросистем учитывают температурное расширение жидкости, запертой распределителем или гидравлическим замком в силовом цилиндре. Особенно важен учет указанного фактора во время принудительного обогрева гидросистем. В этом случае можно рекомендовать применение зависимости (2.1), из которой при допущении несжимаемой жидкости, т.е. $\rho = \rho_0$, следует $\Delta p = \alpha \Delta T / \beta$. Например, для гидравлических масел типа АМГ и МГЕ-10А возрастание давления при увеличении температуры жидкости на 10 К составит 12 МПа .

Вязкость — важнейшее свойство жидкости, характеризующее диссипацию механической энергии при относительном движении ее частиц. Различают динамическую сдвиговую (тангенциальную) μ и объемную μ_V вязкости.

Динамическая сдвиговая вязкость обусловлена существованием сил внутреннего трения между движущимися относительно друг друга слоями жидкости и характеризует собой потери механической энергии на работу против этих сил. Возникающие при этом касательные напряжения τ , Па, определяются законом Ньютона–Петрова:

$$\tau = \mu \partial v / \partial h,$$

где $\partial v / \partial h$ определяет изменение скорости по нормали к поверхности слоя, с^{-1} ; μ — коэффициент пропорциональности, называемый *динамической вязкостью* (сокращенно — вязкостью), Па·с (10 П).

В индексе обозначения вязкости принято указывать температуру, при которой она определена (например, μ_{20} при температуре 20°C). В частности, для воды $\mu_{20} = 1,002 \text{ МПа}\cdot\text{с}$, для глицерина $850 \text{ МПа}\cdot\text{с}$, для РЖ $30...5000 \text{ МПа}\cdot\text{с}$.

Жидкости, вязкость которых постоянна при всех значениях $\partial v / \partial h$, называют *нью-*

тоновскими. К ним относятся вода, керосин, базовые масла, большая часть синтетических жидкостей. Загущенные минеральные и синтетические жидкости, пластичные (консистентные) смазочные материалы, некоторые минеральные масла, вязкость которых при низких температурах зависит от $\partial v / \partial h$ называют *неньютоновскими*, или *аномально вязкими*.

Абсолютное большинство РЖ ГП ведет себя как ньютоновские, однако при низких температурах и высоких давлениях загущенные минеральные и синтетические жидкости начинают вести себя как псевдопластические.

Объемная вязкость μ_V характеризует собой потери механической энергии при упругих колебаниях микрообъемов жидкости и изменениях давления, прикладываемого к микрообъему жидкости. Для различных жидкостей $\mu_V = (10...10^4)$. Однако в практических расчетах μ_V пренебрегают ввиду отсутствия данных о влиянии этого параметра на течение жидкостей.

В практических расчетах движения жидкости часто требуется учитывать не только вязкость, но и зависимость сил внутреннего трения от инерции потока жидкости. В этих случаях используют **кинематическую вязкость**, равную отношению динамической вязкости к плотности:

$$\nu = \mu / \rho.$$

Размерность физической величины ν — метр квадратный в секунду [$\text{м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ см}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст}$ (сток)].

Динамическая и кинематическая вязкости жидкостей зависят от температуры и давления. Характер зависимости определяется химическим составом жидкости. Как правило, с ростом температуры вязкость уменьшается. Влияние температуры на динамическую вязкость можно оценить по формуле

$$\mu = \mu_0 \exp[-a(T - T_0)],$$

где μ и μ_0 — значения динамической вязкости соответственно при температурах T и T_0 ; a — коэффициент, зависящий от жидкости (для масел $a = 0,025...0,035$).

Длительное время кинематическую вязкость РЖ определяли при температурах 50 и 100°C . Сейчас принятой по классификации ИСО 3448:1992 является температура 40°C

(вместо 50 °С). При выборе РЖ следует учитывать три критических значения вязкости: оптимальное при нормальной рабочей температуре, минимальное при максимальной рабочей температуре и максимальное при самой низкой температуре.

Важное свойство РЖ — зависимость ее вязкости от давления. При давлении до 25 МПа зависимость кинематической вязкости от давления линейная и может быть описана уравнением

$$v_p = v_0(1 - \alpha p),$$

где v_p и v_0 — соответственно кинематическая вязкость при давлении p и атмосферном давлении; $\alpha = 0,02...0,03$.

При давлениях > 25 МПа зависимость вязкости от давления теряет линейный характер и при расчетах применяют зависимость

$$v_p = v_0 \exp(-\alpha p),$$

где α — коэффициент (для РЖ на основе минеральных масел $\alpha = 1,5...4 \cdot 10^{-3}$ м²/Н). При давлениях порядка 2000 МПа минеральные масла загустевают.

Пузырьки газов, находящиеся в жидкости, изменяют ее вязкость. Зависимость вязкости РЖ от содержания в ней нерастворенных газов описывается эмпирической зависимостью

$$v = v_0(1 + 0,015b),$$

где v и v_0 — соответственно кинематическая вязкость жидкости, содержащей пузырьки газа, и без пузырьков; b — содержание пузырьков газа в жидкости, %.

Коэффициент поверхностного натяжения определяется как отношение свободной энергии поверхностного слоя к площади поверхности жидкости или как отношение силы F , которую испытывает каждая граница поверхностного слоя (жидкой пленки), к длине L этой границы $\sigma = F/L$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения, Дж/м². Из определения следует, что коэффициент поверхностного натяжения характеризует собой работу, которую надо совершить для того, чтобы перевести молекулы из объема жидкости на ее поверхность. Величина σ зависит от того, с какой средой контактирует поверхность жидкости. Чем внешняя среда плотнее, тем величина σ меньше.

В справочной литературе приводятся значения σ при контакте поверхности жидкости с собственным паром или воздухом при нормальном давлении. Величина коэффициента поверхностного натяжения с ростом температуры уменьшается и становится равной нулю при критической температуре. Для РЖ ГП стремятся получить как можно меньшую величину σ , поскольку облегчает процесс их дегазации.

Абсолютный показатель преломления n показывает, во сколько раз скорость распространения света в вакууме C превышает скорость его распространения в веществе $C_{ж}$:

$$\tilde{n} = \tilde{N} / \tilde{N}_{в}$$

Поскольку скорость распространения света в веществе зависит от его молекулярного состава и характера молекулярных взаимодействий, то абсолютный показатель преломления является косвенной характеристикой молекулярного состава РЖ. Однако на практике гидравлические масла чаще нормируются показателем цветности — «цветом масла, в миллиметрах». Сущность определения цвета масла состоит в том, что в специальном приборе (колориметре) подбирают такую величину слоя (в миллиметрах) испытуемого масла, при которой интенсивность его окраски совпадает с окраской эталонного стекла или раствора. Естественно, чем тоньше слой масла, тем он светлее. Поэтому в нормативных документах этот показатель нормируется «не менее» той или иной толщины слоя.

Теплоемкость — величина, равная отношению количества теплоты Q , сообщаемое телу при бесконечно малом изменении его состояния в каком-либо процессе, к соответствующему изменению температуры T этого тела:

$$\tilde{N} = \partial Q / \partial T.$$

Отношение теплоемкости к массе тела m называют *удельной теплоемкостью*: $c = C/m$, Дж/(кг·К), а отношение теплоемкости к количеству вещества — *молярной теплоемкостью* $C_m = M_c = MC/m$, Дж/(моль·К), где M — молярная масса вещества.

Теплоемкость одного и того же вещества, определяемые в различных условиях разнятся по величине. В физическом эксперименте различаются теплоемкости, определяемые при

постоянном давлении и при постоянном объеме. Для РЖ ГП различие между этими двумя теплоемкостями не превосходит 10 %. Поэтому в справочной технической литературе приводится, как правило, значение теплоемкости при постоянном давлении [у минеральных масел $c = 1,88...2,1$ КДж/(кг·К)].

И еще одной особенностью теплоемкости РЖ является ее зависимость от давления и температуры: с ростом давления и снижением температуры теплоемкость уменьшается, и наоборот. Причем, если в диапазоне давлений 1...100 МПа теплоемкость РЖ в среднем падает на 5...7 %, то в диапазоне температур +50...–50 °С она уменьшается в среднем на 20...25 %.

Теплопроводность представляет собой молекулярный процесс передачи теплоты. Основным параметром этого процесса является коэффициент теплопроводности λ , определяемой по закону Фурье как величина, равная отношению количества теплоты, перенесенного через единичную плоскую поверхность, нормальную вектору градиента температуры (при единичном градиенте температуры), ко времени, в течение которого эта теплота перенесена: $\lambda = Q / (\partial T / \partial n) S t$, Вт/(м·К), где $\partial T / \partial n$ — температурный градиент; Q — количество теплоты, перенесенной за время t через поверхность площадью S в направлении нормали n к этой поверхности в сторону убывания температуры. Для минеральных масел $\lambda = 0,13...0,14$ Вт/(м·К).

Другим свойством РЖ, применяемым при исследовании процессов передачи теплоты, является коэффициент температуропроводности a , м²/с,

$$a = \lambda / \bar{\rho} c.$$

Температура вспышки $t_{всп}$ — самая низкая температура, при которой пары жидкости, нагретой в тигле, образуют с воздухом смесь, воспламеняющуюся от постороннего источника огня. Температуру вспышки можно измерять либо в открытом (Cleveland), либо в закрытом тигле (Pensky-martens). В открытом тигле температура вспышки нефтяных масел на 20...25 °С выше, чем в закрытом. Температура вспышки является мерой содержания летучих компонентов.

Температура воспламенения — температура нагрева жидкости, при которой не только вспыхивают все пары, но и загорается сама жидкость. Температура воспламенения

обычно выше температуры вспышки на 20...30 К.

Температура самовоспламенения — температура нагрева жидкости, приводящая к воспламенению без постороннего источника огня.

Температура застывания t_z — температура, при которой жидкость загустевает настолько, что при наклоне пробирки на 45° ее уровень в течение 1 мин остается неподвижным. Температура застывания — один из показателей низкотемпературных свойств РЖ. Температура застывания характеризует момент резкого увеличения вязкости при снижении температуры или кристаллизации парафина вместе с повышением вязкости в такой степени, что масло становится твердым. Применение присадок позволяет снизить температуру застывания масел. Данные по температуре застывания масел необходимы при проведении нефтескладских операций (слива, налива, хранения). Как правило, температура, при которой подвижность РЖ достаточна для обеспечения работоспособности гидравлической системы, оказывается выше температуры застывания РЖ примерно на 10...15 К.

Кислотное число — показывает сколько миллиграммов едкого кали (КОН) необходимо затратить для нейтрализации свободных органических кислот, содержащихся в 1 г жидкости. Присутствие органических кислот в гидравлических жидкостях крайне нежелательно. Особенно это относится к низкомолекулярным жирным кислотам, обладающим большой коррозионной агрессивностью. На скорость окисления влияют температура РЖ, интенсивность ее перемешивания, содержание воздуха, воды и металлических загрязнений. Кислотное число для РЖ нормируется, и изменение его, как правило, не должно превышать 0,15 мг КОН на 1 г жидкости. РЖ считается нейтральной, если $\text{КОН} < 0,01$ %. В присутствии присадок увеличивается кислотное число и в то же время повышается стабильность масел при длительной эксплуатации и хранении.

Коксуемость называется свойство РЖ при нагревании без доступа воздуха образовывать углистый осадок (кокс). Коксуемость приводит к засорению каналов, шелей и трубопроводов. Мерой коксуемости является коксовое число — количество осадков, полученных в результате прокаливании 10 г РЖ при 500...600 °С.

Зольностью именуется остаток, полученный от сжигания и прокаливания РЖ. Количество золы определяется количеством остатка, полученного после выпаривания, сгорания и прокаливания РЖ и выражается в процентах от первоначальной массы РЖ. Высокая зольность масел без присадок указывает на недостаточную их очистку, т.е. на наличие в них различных солей и негоряемых механических примесей. Обычно массовая доля зольности масел составляет 0,002...0,4 %.

Содержание серы зависит от природы нефти, из которой выработано масло, а также глубины его очистки. В случае применения процессов гидрооблагораживания содержание серы в масле указывает на глубину процесса гидрирования. В очищенных маслах из сернистых нефтей сера содержится в виде органических соединений, не вызывающих в обычных условиях коррозии черных и цветных металлов. Агрессивное действие серы возможно при высоких температурах, например при использовании масел в качестве закалочной среды, контактирующей с раскаленной поверхностью металла. Масла с присадками, в состав которых входит сера, содержат больше серы, чем базовые масла. Серосодержащие присадки вводят в масло для улучшения его смазывающих свойств.

Цвет — показатель степени очистки и происхождения нефтяных масел. Некоторые присадки, вводимые в масла, ухудшают их цвет. Изменение цвета масел в процессе эксплуатации косвенно характеризует степень их окисления или загрязнения.

2.3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА РЖ

К эксплуатационным свойствам РЖ в основном относят те свойства, от которых зависят потери на трение, износ трущихся деталей, коррозия деталей, пуск и работоспособность изделий при низких температурах. Важнейшими из них являются смазывающие свойства, термоокислительная стабильность, моющие, антикоррозионные, антипенные и низкотемпературные свойства.

Под смазывающими понимают свойства, сказывающиеся на процессах трения и износа трущихся деталей в ГП. Основные из них:

- антифрикционные, влияющие на величину трения подвижно сопрягаемых деталей;
- противоизносные, уменьшающие износ трущихся деталей при умеренных нагрузках;

— противозадирные, предохраняющие трущиеся поверхности от задира и заедания в условиях высоких нагрузок и температур.

Главным показателем смазывающих свойств РЖ является вязкость, от которой зависят потери мощности на трение, износ трущихся деталей, расход жидкости, возможность пуска ГП при низких температурах, типы уплотнений и величины зазоров. Зависимость вязкости различных РЖ от температуры неодинакова. Чем меньше она изменяется с повышением или понижением температуры, или, иначе говоря, чем более полого идет кривая вязкости с изменением температуры, тем выше качество РЖ. Такая жидкость при высоких температурах остается достаточно вязкой, чтобы обеспечить надежное смазывание трущихся деталей и минимальные утечки, а при низких температурах легко прокачиваться по трубам и каналам системы. Следовательно, для оценки вязкостных свойств РЖ надо знать ее вязкость при различных температурах.

Зависимость вязкости от температуры, или так называемые вязкостно-температурные свойства РЖ, оцениваются с помощью индекса вязкости (ИВ), являющегося паспортной характеристикой современных РЖ. РЖ с высоким ИВ меньше изменяют свою вязкость при изменении температуры, и их вязкостные свойства лучше. При небольшом ИВ зависимость вязкости от температуры сильная. Он вычисляется согласно стандарту ИСО 2909:1981. Реальные РЖ имеют значения ИВ 70...120.

РЖ с высоким ИВ необходимы для применения прежде всего в условиях больших температурных перепадов, например в ГП мобильных машин и самолетов. При проектировании и эксплуатации ГП надо учитывать изменение вязкости РЖ от температуры, которое, например, для масла МГЕ-10 составляет от 10 мм²/с при 50 °С до 1500 мм²/с при -50 °С.

Высшая допускаемая стартовая вязкость зависит от типа насоса. Изготовителями насосов определены следующие нормативные показатели для насосов различного типа:

поршневых — 200...800 мм²/с; лопастных — 500...1000 мм²/с; зубчатых — 800...1600 мм²/с.

Максимальные и минимальные значения вязкости РЖ в зависимости от типа насоса приведены в табл. 2.1.

2.1. Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значения вязкости, сСт при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

При работе ГП РЖ циркулирует с большой скоростью по замкнутому кругу, непрерывно соприкасаясь с кислородом воздуха, с разнообразными металлами и сплавами и, что самое главное, нагревается до высокой температуры. В таких условиях РЖ окисляется, в результате чего в ней образуются различные растворимые и нерастворимые продукты окисления. При появлении в РЖ этих продуктов ее цвет и физико-механические свойства изменяются, т.е. она темнеет, увеличивается ее вязкость и кислотность, может появиться осадок, входящий в состав механических загрязнений, и образуются лаки, осаждающиеся на внутренних поверхностях гидросистемы.

Способность РЖ сохранять свои свойства при высокой температуре при наличии в ней кислорода и называют *термоокислительной стабильностью*. Чем выше термоокислительная стабильность РЖ, тем она менее склонна к окислению. Термоокислительная стабильность выражается различными показателями. В одних случаях — это количество кислорода, поглощаемое РЖ при испытании. Чем больше поглощается кислорода, тем РЖ менее стабильна. В других случаях — это степень изменения физико-химических констант РЖ при ее окислении, например изменения кислотности, вязкости, количества выделенных осадков, коррозии катализатора и т.д. Чем глубже эти изменения, тем менее стабильна РЖ. Наличие продуктов термического разложения и окисления, посторонних твердых частиц и воды в РЖ, превышающих допустимую концентрацию, определяет необходимость ее замены.

Чистота РЖ характеризуется количеством или массой инородных частиц в заданном объеме. Частицы загрязнений попадают в РЖ различными способами: при заливке

жидкости в бак; как продукты износа трущихся поверхностей; через сапуны и уплотнения ГП. Влияние чистоты РЖ на надежность ГП огромно. До сих пор это основной показатель, лимитирующий долговечность ГП. Большая загрязненность РЖ вызывает повышенный износ деталей ГП, ухудшение его характеристик и преждевременный выход из строя.

Имеется несколько способов определения загрязненности РЖ в процессе эксплуатации: визуальный, гравиметрический, микроскопический или фотомикроскопический, электронный или фотоэлектронный, фотоэлектрический, ультразвуковой, седиметрический или фотоседиментометрический.

Кроме того, загрязненность определяют методами, основанными на применении приборов, разработанных на основе контроля за силами трения в подвижных элементах золотниковых пар, возрастающих с увеличением загрязненности жидкости. Требованиями к чистоте РЖ устанавливается либо тонкость фильтрации, либо класс чистоты.

Для количественной оценки твердых частиц, присутствующих в РЖ, служат классификационные системы (стандартизованные классы чистоты). Наиболее применяемыми в настоящее время стандартами являются NAS 1638 (National American Standard) и ИСО 4406:1999. По стандарту ИСО 4406 в 1 см³ пробы РЖ определяют количество загрязняющих частиц размером > 5 и > 15 мкм, после чего по табл. 2.2 устанавливают коды, которые в виде дроби (в числителе код для частиц > 5 мкм; в знаменателе > 15 мкм) указываются в классе чистоты по ИСО. Таким образом, обозначения класса чистоты содержат только два числа, первое из которых обозначает класс для частиц размером > 5 мкм и второй — для частиц > 15 мкм.

2.2. Коды СО для обозначения классов чистоты

Код ИСО	Количество частиц в 1 см ³
1	Св. 0,009 до 0,02
2	Св. 0,02 до 0,04
3	Св. 0,04 до 0,08
4	Св. 0,08 до 0,15
5	Св. 0,15 до 0,3
6	Св. 0,3 до 0,6
7	Св. 0,6 до 1,22
8	Св. 1,22 до 2,44
9	Св. 2,44 до 4,9
10	Св. 4,9 до 9,7
11	Св. 9,7 до 19,5
12	Св. 19,5 до 39
13	Св. 39 до 78
14	Св. 78 до 156
15	Св. 156 до 312
16	Св. 312 до 625
17	Св. 625 до 1250
18	Св. 1250 до 2500
19	Св. 2500 до 5000
20	Св. 5000 до 10 000
21	Св. 10 000 до 20 000
22	Св. 20 000 до 40 000
23	Св. 40 000 до 80 000
24	Св. 80 000 до 160 000
25	Св. 160 000 до 320 000

Для классификации степени загрязнения по NAS 1638 установлено 14 классов. Для каждого класса задаются максимальное число частиц загрязнений в 100 мл пробы, подразделенные на пять размерных групп. Классы чистоты по NAS 1638 приведены в табл. 2.3.

Класс чистоты, определенный по ИСО 4406:1999, касается лишь малой области комплектного спектра, рассматриваемого в стандарте NAS 1638, т.е. NAS 1638 покрывает более широкий спектр частиц, чем ИСО 4406:1999.

Одним из назначений РЖ является защита металлических деталей от коррозии.

2.3. Классы чистоты по NAS 1638

Класс чистоты	Размеры частиц, мкм				
	5...15	15...25	25...50	50...100	>100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	
1	500	89	16	3	1
2	1 000	178	32	6	
3	2 000	356	63	11	2
4	4 000	712	126	22	4
5	8 000	1 425	253	45	8
6	16 000	2 850	506	90	16
7	32 000	5 700	1 012	180	32
8	64 000	11 400	2 025	360	64
9	128 000	22 800	4 050	720	128
10	256 000	45 600	8 100	1 440	256
11	512 000	91 200	16 200	2 880	512
12	1 024 000	182 400	32 400	5 760	1 024

Различные методы оценки противокоррозионных свойств основаны на одном принципе — на определении степени коррозии металла при его контакте с РЖ в тех или иных условиях. Показателем противокоррозионных свойств РЖ является потеря массы металла с единицы поверхности металлической детали и измеряется в граммах на квадратный метр. Чем больше числовое значение этого показателя, тем хуже противокоррозионные свойства РЖ. Коррозионные свойства РЖ можно улучшить добавкой антикоррозионных присадок, образующих на поверхности металла пассивационные пленки, которые предохраняют от коррозии.

О свойствах РЖ, проявляющихся только при низких температурах, судят по двум показателям: вязкости и температуре застывания. С понижением температуры РЖ постепенно становится все более вязкой, пока совершенно не потеряет подвижность. С повышением вязкости затрудняются фильтрация и прокачка жидкости по трубопроводам, усложняется пуск ГП. Поэтому более надежным показателем низкотемпературных свойств РЖ является показатель вязкости при низких температурах, а не температура застывания.

Эксплуатационные свойства РЖ определяются также ее воздействием на материал уплотнений. Под влиянием РЖ он утрачивает эластичность, разбухает или частично растворяется. Это может привести к потере герметичности гидросистемы. Воздействие РЖ на уплотнения в основном определяется базовым маслом. Входящие в состав РЖ нефтяные углеводороды вызывают разбухание резины, а парафиновые — ее сжатие. Мерой содержания этих компонентов является анилиновая точка, которая для РЖ высокого качества составляет 95...100 °С.

Наличие воды в РЖ снижает ее вязкость, ухудшает смазочные и противоизносные свойства, приводит к коррозии деталей и повышает температуру застывания. Если вода быстро выделяется из РЖ, ее можно удалить, слив отстой. Поэтому РЖ должны быстро выделять (деэмульгировать) воду.

2.4. НЕКОТОРЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УМЕНЬШЕНИЯ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТЕЙ

Термодинамический анализ холодного пуска ГП показывает, что в основе явления схватывания в парах трения лежит режим сухого трения, который есть следствие испарения РЖ из зазоров между парами трения. Это испарение оказывается возможным вследствие резкого возрастания температуры РЖ, обладающей при низких температурах значительной вязкостью, что служит причиной возникновения существенных сил внутреннего трения в жидкости. Отсюда и появление такого количества теплоты в малых объемах РЖ, которого достаточно для фазового перехода жидкость—пар за время пуска ГП. Из этого следует, что одним из путей предотвращения схватывания в парах трения при низких температурах окружающей среды является уменьшение сил внутреннего трения в РЖ, т.е. уменьшение ее вязкости при заданных условиях.

Одна из возможностей снижения вязкости РЖ — использование явления отрицательной сольватации, обнаруживающегося через уменьшение вязкости жидкостей при введении в них ионов некоторых элементов. Анализ экспериментальных данных по исследованию вязкости растворов электролитов позволяет сделать заключение о том, что различные группы ионов по-разному воздействуют на вязкость растворов. Много- и однозарядные

ионы с малыми атомными радиусами (например Mg, Ca, Li) увеличивают вязкость растворов, в то время как многоэлектронные однозарядные ионы с большими атомными радиусами (например, K, Cs, Cl, Br, I и др.) вызывают отрицательную вязкость. Таким образом, решение проблемы снижения вязкости РЖ сводится к нахождению элемента, ионы которого приводят к максимальной отрицательной вязкости.

Другим известным методом снижения вязкости жидкостей является воздействие на жидкость ультразвуковыми колебаниями конечных амплитуд на определенных частотах. При этом частота колебаний есть функция от молекулярного строения жидкости. Так, для воды частота ультразвуковых колебаний, при которых ее вязкость уменьшается в 2–3 раза, составляет порядка 27,4 кГц.

Таким образом, в решении задачи по снижению вязкости РЖ путем создания в ней ультразвуковых колебаний входят определенные резонансной частоты (и полосы частот относительно резонансной), при которой возможно снижение вязкости РЖ, и нахождение минимальной интенсивности ультразвуковых колебаний, при которых наблюдается эффект снижения вязкости. Однако здесь следует ожидать необходимости подвода значительной энергии.

2.5. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПЫ РЖ ГИДРОСИСТЕМ

В ГП используют РЖ трех классов: на нефтяной основе, синтетические, водосодержащие.

РЖ на нефтяной основе — минеральные масла — состоят на 80...90 % от базового масла, эксплуатационные свойства которого улучшают путем введения в него различных веществ, называемых *присадками*. Базовое масло получают при перегонке нефти, в результате чего происходит разделение углеводородов на фракции с приблизительно одинаковой молекулярной массой. Базовые масла гидравлических жидкостей состоят из углеводородов, молекулы которых содержат примерно 20...50 углеродных атомов. Базовое масло преимущественно определяет основные свойства РЖ. Присадки, вводимые в базовое масло, носят название того эксплуатационного свойства, которое они улучшают. Различают присадки вязкостные, антики-

2.4. Функции и типы некоторых присадок для РЖ

Способы защиты поверхности	Повышение производительности	Сохранение смазывающих свойств	Прочее
Ингибиторы коррозии и ржавления, уменьшение износа, улучшенные смазывающие способности	Дезэмульгаторы, понижение текучести, улучшение ИВ и прилипаемости	Ингибиторы окисления, препятствие образованию пены	Красящие и пахучие вещества

слотные, антикоррозионные, противоизносные, противопенные, стабилизаторы набухания резины, многофункционального действия и др. В настоящее время имеется достаточно много присадок, позволяющих улучшить свойства РЖ (табл. 2.4).

При классификации гидравлических РЖ на нефтяной основе учитывают:

- область их применения (для гидросистем летательных аппаратов, подвижной наземной техники, амортизационные жидкости, жидкости для гидравлических систем промышленного оборудования и др.);

- давление, развиваемое в гидросистеме [мало-, средне- и высоконапряженные (15; 25 и > 25 МПа)];

- вязкость жидкости при 50 °С {мало-, средневязкие и повышенной вязкости [до 10; 10...100 и > 100 мм²/с (сСт)]}.

В США гидравлические жидкости часто обозначают буквой Н, затем следуют цифры, характеризующие вязкость, например марка МУ1-Н–5606В. Английские гидравлические

жидкости называют Energol SHF или HLP; цифрами указывают кинематическую вязкость при 60 °С. В ФРГ условно обозначение гидравлических жидкостей состоит из буквы Н, говорящей о том, что жидкость на основе минерального масла, и дополнительного буквенного кода для указания на добавленные присадки. К буквенному коду добавляется также показатель вязкости РЖ согласно стандарту ДИН51517 (классы вязкости по ИСО 3448:1999).

Новые международные классификации дают возможность облегчить подбор и замену РЖ. Применяются два основных вида классификации: качественная — по областям применения и химическому составу; вязкостная — по вязкости при определенной температуре.

Качественная классификация РЖ группы Н по ИСО 6743-4:1999 приведена в табл. 2.5.

Классификация, разработанная в ФРГ и закрепленная нормами ДИН 51524 и 51525, также имеет определенное международное значение. По этой классификации условное обо-

2.5. Классификация жидкостей группы Н (гидравлические системы) по ИСО 6743-4:1999

Состав жидкостей и свойства	Подгруппа	Типичное применение
Минеральные гидравлические масла		
Минеральные гидравлические масла без присадок	НН	Без специальных требований. Гидросистемы с шестеренными поршневыми насосами, работающие при давлении до 15 МПа и температуре масла в объеме до 80 °С
Минеральные гидравлические масла с улучшенными антикоррозионными и противокислительными свойствами	НL	Установки, в которых возникают высокие термические нагрузки или возможна коррозия из-за попадания воды. Гидросистемы с насосами всех типов, работающие при давлении до 25 МПа и температуре масла в объеме > 80 °С
Масла типа НL с улучшенными противоизносными свойствами	НМ	Гидросистемы с сильно нагруженными деталями
Масла типа НL с улучшенными вязкостно-температурными свойствами	НR	Гидросистемы с насосами всех типов, работающие при давлении > 25 МПа и температуре масла в объеме > 90 °С

Окончание табл. 2.5

Состав жидкостей и свойства	Подгруппа	Типичное применение
Масла типа НМ с улучшенными вязкостно-температурными свойствами	HV	Строительные машины и судовые устройства
Синтетические жидкости, не обладающие особыми огнестойкими свойствами	HS	
Масла типа НМ, обладающие противозадирными свойствами	HG	Устройства с объединенными гидросистемой и системой смазки направляющих скольжения. В этих устройствах при низких скоростях движения необходимо предупредить появление вибраций в подвижных узлах, вызываемых прерывистостью их движения
Огнестойкие (пожаробезопасные) жидкости, которые могут быть опасны для окружающей среды и здоровья человека		
Эмульсии масла в воде (содержание воды обычно >80 %)	HFAE	При рабочих температурах 5...55 °С
Водные растворы химических соединений	HFAS	
Эмульсии воды в масле (содержание воды обычно 40 %)	HFB	При рабочих температурах 5...60 °С
Водные растворы полимеров (содержание воды обычно < 80 %)	HFC	При рабочих температурах -20...+60 °С
Безводные синтетические жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты	HFDR	При рабочих температурах -20...+150 °С
Безводные синтетические жидкости на основе галогеносодержащих углеводородов	HFDS	
Безводные синтетические жидкости, представляющие собой смесь жидкостей HFDR и HFDS	HFDT	
Безводные синтетические жидкости на основе других соединений	HFDU	При рабочих температурах -20...+150 °С (более устойчивы, чем HFDR, HFDS и HFDT)

значение РЖ состоит из буквы Н, указывающей на основу из минерального масла, и дополнительного буквенного кода, обозначающего добавляемые присадки. К буквенному коду

добавляется показатель вязкости РЖ согласно стандарту ДИН 51517, например HLPD 46. Сравнение классификаций РЖ на минеральной основе по ИСО и ДИН приведено в табл. 2.6.

2.6. Сравнительная классификация гидравлических масел

ИСО 6074/4:1982	ДИН 51524 и ДИН 51525	Характеристика масла
НН	Н	Минеральное масло без присадок
НЛ	НЛ	Минеральное масло с ингибиторами окисления и коррозии
НМ	НLP	Минеральное масло с ингибитором окисления, ингибитором коррозии и противозадирными присадками
HV	—	Масла типа НМ с улучшенными вязкостно-температурными свойствами

2.7. Классы вязкости по ИСО 3448:1992

Класс вязкости	ν_{40} , мм ² /с	Класс вязкости	ν_{40} , мм ² /с
2	1,9...2,5	68	61...75
3	3,0...3,5	100	90...110
5	4,0...5,0	150	135...165
7	6,0...8,0	220	198...242
10	9,0...11,0	320	288...352
15	13,0...17,0	460	414...506
22	19,0...25,0	680	612...748
32	29,0...35,0	1000	900...1100
46	41,0...51,0	1500	1350...1650

По ИСО 3448:1992 (табл. 2.7) основной классификации масла по вязкости является кинематическая вязкость масла при температуре 40 °С. Все масла делятся на 18 классов, каждому из которых соответствуют символ классификации VG и число, обозначающее кинематическую вязкость, мм²/с (сСт), при температуре 40 °С. Допустимое колебание вязкости от номинальной 10 %. Вязкость РЖ при других температурах зависит от их вязкостно-температурной характеристики, определяемой ИВ.

Номенклатура РЖ образуется составлением символов качественной и вязкостной классификаций, например, HM VG-46.

Одно из основных требований, предъявляемых к РЖ — их негорючесть. Жидкость в гидравлической системе находится под давлением. При поломке коммуникаций или разрушении уплотнений возможно ее распыление или частичное испарение. Образующийся при этом туман может попадать на горячие металлические поверхности или соприкасаться с другими источниками воспламенения, что приводит к возникновению пожара или взрыву. Поэтому замена нефтяных масел, широко применяемых в качестве РЖ, на негорючие жидкости является одной из важнейших проблем современного гидромашиностроения. Разработка огнестойких жидкостей, максимально приближенных по остальным своим характеристикам к применяемым маслам облегчает внедрение новой жидкости, так как в этом случае не требуется изменения конструкции и доработки гидравлической системы.

Работа в этом направлении привела к созданию нескольких видов синтетических жидкостей, существенно отличающихся друг от друга по температуре вспышки. Основными недостатками синтетических РЖ являются высокая стоимость и токсичность многих жидкостей или продуктов их разложения. Существует множество типов синтетических жидкостей, из которых в ГП нашли применение следующие: диэфиры, силоксаны, фосфаты, водосодержащие жидкости, фтор- и хлорорганические РЖ.

Диэфиры (например, ди-2-этилгексилсебацинат) — жидкости на основе сложных эфиров, являющихся продуктами реакции двухосновных кислот (адипиновой, себациновой и др.) с первичными или многоатомными спиртами (например, с пентаэритритом). Диэфиры работоспособны в температурном диапазоне -40...+205 °С, отличаются очень хорошей смазывающей способностью, имеют удовлетворительную вязкостно-температурную кривую. Металлические пары при применении диэфиров должны тщательно проверяться на коррозионную стойкость, так как диэфиры плохосовместимы с кадмием, цинком, свинцом и медью. По смазывающим свойствам в условиях граничного трения диэфиры приблизительно равноценны нефтяным маслам такой же вязкости. Диэфиры недостаточно устойчивы к окислению, поэтому в них вводят антиокислительную и противозносную присадки.

В среде диэфиров плохо работают рукава и уплотнения из нитритных каучуков, электроизоляционные материалы, металлы, содержащие свинец, кадмиевые и цинковые покрытия. Рабочая температура диэфиров ограничена 200 °С, так как при температуре 230...260 °С они начинают разлагаться с образованием олеинов и кислот. Диэфиры используются, например, в ГП турбовинтовых двигателей. Диэфиры совместимы, поэтому в последние вводят диэфиры для улучшения смазывающих свойств.

Силоксаны и полисилоксаны, часто называемые просто силоксанами — жидкости на основе кремнийорганических полимеров. Они имеют наиболее пологую из всех РЖ вязкостно-температурную характеристику, т.е. ее вязкость мало зависит от температуры. Вязкость полисилоксанов увеличивается с возрастанием молекулярной массы полимера, что позволило создать широкий ряд базовых силоксановых

жидкостей с последовательно увеличивающейся вязкостью. Диапазон вязкостей силиконов 10...3000 сСт при 25 °С.

Силоксаны характеризуются большой сжимаемостью и стойкостью к окислению. Они обладают наименьшим поверхностным натяжением из всех известных РЖ. Силоксаны выдерживают температуру до 190 °С, однако уже при 200 °С начинают разлагаться с образованием оксида кремния (кремнезема), который является хорошим абразивом, поэтому рабочая температура ≤ 175 °С.

Серьезным недостатком полисилоксановых жидкостей является их неудовлетворительная смазывающая способность, особенно при трении стали о сталь и стали о баббит, поэтому их применяют для РЖ ГП только в смеси с дизфирами или минеральными маслами. Температура застывания чистых силиконов $-80...-90$ °С, но в смеси с другими компонентами в РЖ она повышается и не бывает ниже -70 °С. Жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты отличаются повышенной огнестойкостью и хорошей смазывающей способностью. Наиболее термостабильны триарилфосфаты, однако они плохо работают при низких температурах. По вязкостно-температурным свойствам фосфаты уступают минеральным маслам, их вязкость возрастает при низких температурах. Фосфаты склонны к гидролизу, поэтому их нельзя применять в системах, где возможно попадание воды. Многие фосфаты токсичны. Применяют их в ГП тепловых электростанций (в том числе и атомных), металлургическом оборудовании, летательных аппаратах.

Сложные эфиры ортокремниевой кислоты, или ортосиликаты. Их достоинствами являются сравнительно неплохая термическая стабильность и широкий интервал значений вязкости. Многие жидкости этого класса обладают хорошими вязкостно-температурными свойствами и малой летучестью. Недостатками ортосиликатов являются низкие смазывающие свойства, повышенная растворяющая способность и малая гидролитическая способность (разложение ортосиликатов при химическом соединении с водой). Последнее особенно затрудняет использование ортосиликатов.

Полиалкиленгликоли обладают хорошими вязкостно-температурными свойствами, позволяющими использовать их в широком диапазоне температур; отличными смазывающи-

ми и антикоррозионными свойствами; совместимы с синтетическими и натуральными каучуками; достаточно стойки к механической деформации.

Рассмотренные синтетические жидкости характеризуются повышенной огнестойкостью по сравнению с нефтяными маслами. Однако все они горючи, воспламеняются при попадании на огонь или раскаленные предметы и поэтому могут стать источником пожара при авариях гидравлических систем.

Кроме того, при горении кремнийорганических жидкостей выделяется плотный удушливый дым, крайне затрудняющий аварийные работы. Подобное положение неприемлемо во многих случаях, когда безопасность персонала или сохранность дорогостоящего оборудования требуют полной пожаробезопасности РЖ. Из синтетических жидкостей требованиям пожаробезопасности удовлетворяют только фторорганические жидкости.

Фтор- и хлорорганическим (галогенуглеводородным) жидкостям присущ расширенный диапазон эксплуатационных свойств. Они обладают полной негорючестью, исключительной химической инертностью и термической стабильностью. Фторсодержащие эфиры и фторхлоруглероды отличаются хорошими противозносными и смазывающими свойствами. Фторорганические жидкости применяют в гидравлических механизмах, соприкасающихся с такими реакционноспособными соединениями, как дымящая азотная кислота и перекись водорода, а также для смазывания кислородных компрессоров и насосов. Плотность жидкостей этого типа очень высока и лежит в пределах $(1,617...2,050) \cdot 10^3$ кг/м³.

Кроме того, фторхлор и фторуглеродные масла характеризуются очень крутой вязкостно-температурной кривой. В СНГ выпускают фторхлоруглеродные жидкости марок 11Ф, 12Ф, 13Ф, 4Ф, УФ, N8 и полностью фторированные M1, B1 и УПИ. Однако фторорганические соединения дороги и могут использоваться только в тех случаях, когда другие жидкости неприменимы.

Водосодержащие гидравлические жидкости представляют собой гидравлический класс огнестойких синтетических жидкостей, пожаробезопасность которых обеспечивается присутствием в них воды. На практике используются два типа водосодержащих гидравличе-

ских жидкостей: водно-гликолевые и водно-глицериновые.

Основными компонентами водно-гликолевых жидкостей кроме воды (35..45 %) является какой-либо гликоль (чаще всего этиленгликоль) — 50..60 % и водорастворимый загуститель, придающий жидкости необходимую вязкость. Для обеспечения требуемых эксплуатационных характеристик в водно-гликолевые жидкости вводят ингибиторы коррозии, противоизносные, антипенные и другие добавки. По сравнению с другими синтетическими жидкостями водно-гликолевые жидкости обладают следующими преимуществами: лучшими вязкостно-температурными свойствами (ИВ, как правило в пределах 140..160), неизменноостью коррозионного воздействия при попадании в них небольших количеств воды извне, повышенной стойкостью в этих жидкостях различных резинотехнических и уплотнительных материалов.

К недостаткам водно-гликолевых жидкостей следует отнести испарение воды, особенно при высоких температурах, и связанное с этим изменение вязкости жидкости, а при большом обезвоживании — и потеря огнестойкости. Однако, как показала практика, для достаточно герметичных систем потеря воды незначительна и не превышает за год 3..4 %. Кроме того, гликоли — высокотоксичные материалы.

Основными компонентами водно-глицериновых жидкостей является вода и глицерин. Нетоксичность глицерина делает этот вид РЖ более удобным в эксплуатации гидравлических систем. Кроме воды и глицерина эти жидкости содержат загустители, ингибиторы коррозии, противоизносные присадки. К недостатку водно-глицериновых жидкостей относится большая испаряемость при высоких температурах. Негорючие водно-глицериновые жидкости ПГВ и промгидрол содержат 0,30..0,45 массовой доли воды. В качестве загустителей применяют несколько компонентов. Изменяя концентрацию воды и глицерина, тип и концентрацию загустителя, можно получить жидкости, различающиеся по своим вязкостно-температурным свойствам и температурам застывания, пригодные для использования в различных условиях.

К главным показателям работоспособности жидкостей относится стабильность ее свойств в процессе работы и хранения и термоокислительная стабильность. Жидкость ПГВ и промгидрол обладают стабильностью свойств при длительном (≥ 2 лет) хранении в таре из различных материалов в складских условиях с колебаниями температуры от -20 до $+25$ °С.

Применение жидкости ПГВ налагает дополнительные требования на материалы деталей пар трения. На поверхностях тел качения и желобах подшипников обнаруживаются точечная коррозия, шелушение (питтинг), микротрещины и раковины. Подобные явления характерны для процессов водородного изнашивания, при котором в поверхностных слоях трущихся деталей происходит концентрация водорода в результате трибодеструкции водородсодержащих материалов (пар трения, смазки и т.д.). Эти процессы ускоряются механическим действием.

Жидкости ПГВ и промгидрол рекомендуются для применения там, где из-за присутствия открытого огня, расплавленного металла, печей или горячих металлических поверхностей вблизи гидравлических установок существует опасность возникновения пожара. Это машины литья под давлением, в том числе и с робототехническими комплексами; установки литья в кокиль, стержневые машины, термические печи, оборудование для горно-добывающей промышленности и др.

Некоторые РЖ отечественного производства даны в табл. 2.8. Более полные сведения по РЖ отечественного и зарубежного производства приведены в работе В.К. Свешникова¹.

Для уменьшения загрязнения окружающей среды перспективно применение растительных масел в качестве основы для РЖ, особенно в ГП сельскохозяйственных, строительного-дорожных и землеройных машин. Свойство биодegradации (разложения под действием микроорганизмов в природных условиях) растительных масел делает их применение в таких машинах более предпочтительным, чем масла на нефтяной основе и синтетических жидкостей. Для придания растительным маслам свойств РЖ гидросистем в них вводятся антиокислительные и

¹ Свешников В.К. Международный справочник «Гидрооборудование». В 3-х кн. + 1 приложение. М.: МАИ, изд. центр «Техинформ», 2001–2003.

2.8. РЖ отечественного производства

Марка РЖ	Кинематическая вязкость, мм ² /с (ИВ—температура, °С)	Температура, °С: вспышки в открытом тигле/застывания	Характеристика и область применения
Индустриальные масла по ГОСТ 20799—88: И-12А И-20А И-30А И-40А И-50А	$v_{40} = 13...17$ $v_{40} = 29...35$ $v_{40} = 41...51$ $v_{40} = 61...75$ $v_{40} = 90...110$	170/–15 200/–15 210/–15 220/–15 225/–15	Нефтяные масла без присадок (класс ISO НН). Применяются в малонагруженных гидросистемах станков, прессов и автоматических линий, где не требуются специальные масла. Применение указанных масел в тех или иных механизмах зависит от их вязкости: по мере ее увеличения масла используют в более нагруженных и менее быстрходных механизмах. Масло И-20А и И-30А наиболее широко применяется в гидравлических системах промышленного оборудования, для строительных, дорожных и других машин, работающих на открытом воздухе
Индустриальные масла по ТУ 38.101413—97: ИГП-14 ИГП-18 ИГП-30 ИГП-38 ИГП-49 ИГП-72 ИГП-91 ИГП-114 ВНИИНП-403 (ГОСТ 16728—78)	$v_{40} = 19,8...24$ $v_{40} = 24...30$ $v_{40} = 39...50$ $v_{40} = 55...65$ $v_{40} = 76...85$ $v_{40} = 110...125$ $v_{40} = 148...165$ $v_{40} = 186...205$ $v_{40} = 41...51$	170/–15 180/–15 200/–15 210/–15 215/–15 220/–15 225/–15 230/–15 202/–20	Нефтяные масла из сернистых нефтей глубокой селективной очистки с антиокислительной, антикоррозионной, противоизносной и антипенной приадками (класс ISO НМ). Являются основными маслами для современных гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, тяжелых прессов и другого промышленного оборудования. Используются для смазывания высокоскоростных коробок передач, мало- и среднезагруженных редукторов и червячных передач, вариаторов, электромагнитных и зубчатых муфт, подшипниковых узлов, направляющих скольжения и качения и др. ИВ = 90 (97 для ВНИИНП-403)
Всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ (ТУ 38.101479—00)	$v_{50} = 10$; $v_{-40} = 1500$	135/–60	Приготовлено из специальной высокоочищенной низковязывающей основы с вязкостной, антиокислительной, противоизносной, антикоррозионной и противопенной присадками. Применяется в качестве рабочей жидкости для гидросистем наземной техники, эксплуатируемых на открытом воздухе при температуре –50...+60 °С (кратковременно до 100 °С) в зависимости от типа насоса. Для северных районов рекомендуется как всесезонное, для средней географической зоны — как зимнее. ИВ = 160

Продолжение табл. 2.8

Марка РЖ	Кинематическая вязкость, мм ² /с (ИВ—температура, °С)	Температура, °С: вспышки в открытом тигле/застывания	Характеристика и область применения
Масло АМГ-10 (ГОСТ 6794–75, ТУ 38.301-29-21–92)	$v_{50} = 10$; $v_{-50} = 1250$	93/–70	Вырабатывается на основе глубокодеароматизированной низкозастывающей фракции, получаемой из продуктов гидрокрекинга смеси парафинистых нефтей и состоящей из нафтеновых и изопарафиновых углеводородов. Содержит заглушающую и антиокислительную присадки, а также специальный отличительный органический краситель. Предназначено для гидросистем авиационной и наземной техники, работающей в интервале температур окружающей среды –60...+55 °С
Масло МГЕ-10А (ТУ 38.401-58-337–2003)	$v_{50} = 10$; $v_{-50} = 1500$	96/–70	Предназначено в качестве рабочей жидкости для гидравлических устройств корабельной, подвижной наземной техники при температуре окружающей среды –45...+50 °С; ИВ = 160
Масло МГЕ-46В (ТУ 38.001347–83)	$v_{40} = 41,4...50,6$; $v_{100} = 6,0$	190/–32	Вырабатывается на базе промышленных масел с антиокислительной, противоизносной, депрессорной и антипенной присадками. Предназначено для гидросистем мобильных машин, работающих при давлениях до 35 МПа (пиковое 42 МПа) в диапазоне температур –10...+80 °С. Ресурс работы ГП с аксиально-поршневыми машинами достигает 2500 ч; ИВ = 90
Масло МГ-30 (ТУ 38.10150–79)	$v_{40} = 34...38$; $v_{100} = 4,5$	190/–30	Всесезонное масло для гидроприводов мобильных машин, работающих в средних климатических районах России. ИВ = 85
Масло Гидрол-7 (ТУ 38.101715–78); Гидрол-7у (ТУ 0253-028-00151911–2002)	$v_{40} = 52...60$	230/–14	Смесь гидроочищенного нефтяного и синтетического масел с композицией присадок: противоизносной, противозадирной и антипенной. Гидросистемы промышленного оборудования, работающего в пожароопасных условиях и требующего по условиям эксплуатации огнестойких масел
Жидкость НГЖ-5У (ТУ 38.401-58-67–93)	$v_{50} = 8,5$; $v_{-60} = 4200$	155/–65	Негорючая рабочая жидкость предназначена для авиационных гидросистем, работающих в интервале температур –60...+150 °С. На основе эфиров фосфорной кислоты

Окончание табл. 2.8

Марка РЖ	Кинематическая вязкость, мм ² /с (ИВ—температура, °С)	Температура, °С: вспышки в открытом тигле/застывания	Характеристика и область применения
Жидкость 7-50С-3 (ГОСТ 20734–75)	$\nu_{40} = 10$	180/–70	Негорючая синтетическая жидкость применяется для гидравлических агрегатов и гидравлических систем летательных аппаратов. Температурный интервал использования –60...+175 °С. Смесь дисилоксана и диэфира с противоизносной присадкой

противоизносные добавки, ингибиторы ржавчины и другие вещества. В настоящее время используют растительные масла из рапса, сурепки и др.

Ведутся работы по созданию ГП, способных работать на обычной водопроводной воде.

Поскольку вода в отличие от масла имеет низкую вязкость и плохие смазывающие свойства, агрегаты ГП создаются на новых принципах и из новых материалов, улучшающих в основном граничное трение и взаимодействие трущихся поверхностей.

Глава 3

НАСОСЫ И ГИДРОМОТОРЫ

3.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Гидромашинами называются устройства, в которых механическая энергия входного звена передается жидкости или, наоборот, механическая энергия жидкости передается выходному звену. Устройства первого типа, где перемещаемой жидкости сообщается механическая энергия, именуются насосами. Устройства второго типа, в которых энергия протекающей жидкости используется для совершения механической работы, называются *гидродвигателями*.

Элементы гидромашин (детали) непосредственно взаимодействующие с жидкостью и выполняющие механическую работу, в общем названы *рабочими органами гидромашин*. Силы, возникающие на рабочих органах в объемных гидромашинах, являются результатом действия гидростатического давления. Такой принцип образования сил обуславливает существование в объемных гидромашинах некоторых замкнутых, герметично разделенных пространств, ограниченных поверхностями рабочих органов. При этом в процессе работы гидромашин, когда перемещаются ее рабочие органы, упомянутые пространства изменяют свой объем, и тогда они должны быть соединены с одной из полостей гидромашин. Подобные замкнутые пространства получили название «*рабочая камера*». В гидромашине может быть одна или несколько рабочих камер.

Под полостью гидромашин понимают пространство, которое расположено в ее корпусе и имеет специальное приспособление — патрубок (штуцер или фланец) для соединения с внешними магистралями. При указании физических величин, характеризующих поток жидкости на входе или выходе из гидромашин в частности давления, температуры, скорости, расхода и т.п., их относят к нормальным сечениям, находящимся на срезе указанных патрубков.

В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из рабочих камер рабочими органами — *вытес-*

нителями. Входным звеном насоса чаще всего бывает вращающийся вал. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делят на: *гидроцилиндры* — с поступательным движением штока; *поворотные гидродвигатели* — с ограниченным углом поворота вала и *гидромоторы* — с неограниченным вращением вала. Объемные насосы и гидромоторы, о которых пойдет речь ниже, принципиально являются *обратимыми машинами*, т.е. могут работать как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора. Однако конкретное конструктивное исполнение может сделать их *необратимыми*. (Гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели были рассмотрены в главе 1).

В машинах с неограниченным вращательным движением вала происходит направленное перемещение жидкости из приемной полости в отводящую. Понятия «*приемная и отводящая полости*» применяются в том случае, когда не конкретизируется, в каком качестве работает гидромашин — как насос или как гидромотор. У насосов приемную полость принято называть *всасывающей*, а отводящую — *напорной*. У гидромоторов приемная полость является *напорной*, или *высокого давления*, а отводящая — *полостью слива*. Кроме обязательного наличия двух полостей в гидромашине может быть еще *дренажная полость*, в которой собирается жидкость, протекающая через зазоры между подвижными элементами гидромашин — *утечки*.

Чтобы осуществить направленное движение жидкости из одной полости в другую, объем рабочей камеры необходимо периодически изменять в процессе непрерывного вращения вала гидромашин. При увеличении объема рабочей камеры она должна быть сообщена с приемной полостью, и тогда она заполняется жидкостью. При уменьшении объема камера сообщается с отводящей полостью и происходит вытеснение жидкости.

Оба эти процесса, происходящие в рабочей камере, представляют собой *рабочий цикл*. Такой механизм взаимодействия рабочих органов с жидкостью (рабочей средой) в процессе ее перемещения и преобразования энергии по-

служил основанием для определения объемной гидромашины: это устройство, предназначенное для преобразования механической энергии рабочей среды в ходе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения последней из рабочей камеры. При этом в каждый момент времени должно быть обеспечено герметичное разделение полостей машины между собой.

Возможные варианты решения этой задачи зависят от формы и характера движения рабочих органов относительно друг друга и корпуса, что, в свою очередь, предопределяет конструкцию специальных элементов машины, которые обеспечивают требуемую последовательность сообщения рабочих камер с полостями гидромашины. Эти элементы образуют так называемую систему распределения жидкости.

По форме рабочих органов, образующих рабочие камеры, гидромашины, нашедшие наибольшее применение в объемных гидроприводах, можно подразделить на поршневые,

вершают возвратно-поступательное движение) объем рабочей камеры периодически изменяется, а ее сообщение с приемной (всасывающей) и отводящей (напорной) полостями осуществляется с помощью соответственно всасывающего b и напорного 4 клапанов — клапанная система распределения.

Следует обратить особое внимание на то, что под клапанной системой распределения будем понимать такую систему, которая действует автоматически, обеспечивая подъем клапана благодаря разнице давлений, возникающей на нем. Принципиально клапанная система распределения может быть применена только в том случае, если в приемной полости давление меньше, чем в отводящей. Это имеет место при работе гидромашины в качестве насоса, и, следовательно, использование клапанной системы распределения делает гидромашину необратимой.

В пластинчатой гидромашине (рис. 3.2) рабочими органами являются статор 2, ротор 3 и пластины 4, которые могут перемещаться в

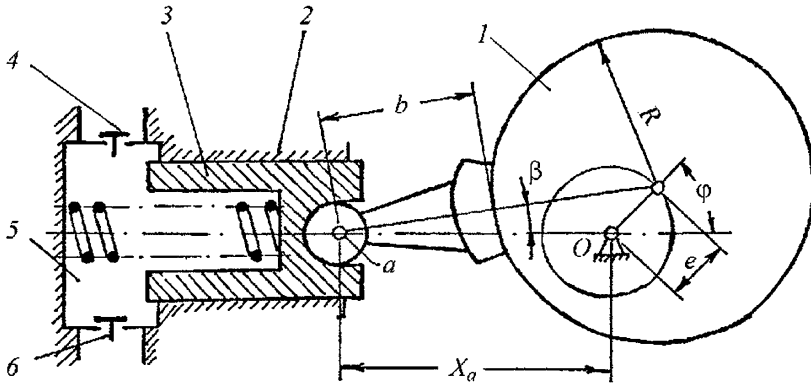


Рис. 3.1. Схема радиально-поршневого насоса с клапанным распределением

пластинчатые и зубчатые; реже встречаются винтовые насосы [3.1].

В качестве примера поршневой гидромашины рассмотрим радиально-поршневой насос (рис. 3.1). Вокруг вращающегося эксцентрика 1, исполняющего роль кулачка, расположено несколько цилиндров 2 (на рисунке показан только один), в каждом из которых находится подпружиненный поршень 3. Рабочими органами являются цилиндр 2 и поршень 3, которые образуют рабочую камеру 5. При их относительном перемещении (на рис. 3.1 цилиндр неподвижен, а поршень со-

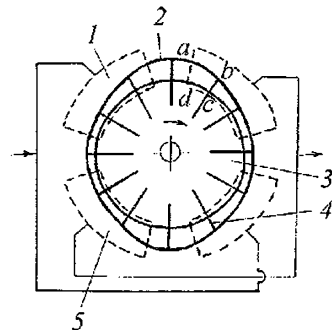


Рис. 3.2. Схема пластинчатой гидромашины

его пазах. С боков ротор с пластинами закрыт двумя плотно прилегающими дисками (на рисунке не показаны). Упомянутые детали образуют по количеству пластин z рабочих камер, границы одной из которых $abcd$ обозначены на рисунке. Объем рабочих камер при непрерывном вращении ротора изменяется благодаря тому, что статор имеет специально спрофилированную поверхность, к которой, например, вследствие центробежных сил инерции прижимаются пластины. Сообщение рабочих камер с приемной 1 и отводящей 5 полостями (обозначения соответствуют указанному на рисунке направлению вращения) осуществляется через окна, расположенные в боковых неподвижных дисках и изображенные на рисунке пунктирными линиями.

При такой системе распределения момент сообщения рабочей камеры с соответствующей полостью определяется только положением окон в боковых дисках и носит принудительный характер, при котором соотношение давлений в рабочей камере и сообщаемой полости не имеет значения. Подобную систему распределения будем называть *золотниковой*, и она может применяться как в насосах, так и в гидромоторах.

Следует отметить, что в рассматриваемой конструкции пластинчатой гидромашины за один оборот вала в рабочей камере происходит два рабочих цикла. Такие гидромашины называются *машинами двукратного действия*. Если же в рабочей камере за один оборот вала осуществляется несколько рабочих циклов, то такие гидромашины именуется *машинами многократного действия*.

В шестеренных гидромашин (рис. 3.3), относящихся к зубчатым, рабочими органа-

ми являются ведущая 1 и ведомая 2 шестерни, которые совместно с корпусом 4 и плотно прилегающими к торцам шестерен боковыми крышками (на рисунке не показаны) образуют рабочие камеры 3. При указанном на рисунке направлении вращения шестерен в нижней части гидромашин, где зубья выходят из зацепления, объем камер увеличивается и межзубовые впадины заполняются жидкостью (*приемная полость*). Жидкость в этих впадинах переносится в верхнюю часть машины, где входящие в зацепление зубья приводят к уменьшению объема рабочих камер и жидкость вытесняется в отводящую полость.

Рассмотренные две последние конструкции гидромашин (см. рис. 3.2 и 3.3) относятся к так называемым роторным гидромашинам, для которых характерно то, что рабочие камеры перемешаются в пространстве и в них жидкость переносится из приемной полости в отводящую. В роторных гидромашин отсутствует клапанная система распределения жидкости, и они являются принципиально обратимыми.

Различие клапанной и золотниковой систем распределения не ограничивается лишь тем, что при клапанной системе распределения гидромашин может работать только в качестве насоса. К положительным сторонам клапанной системы распределения следует отнести более высокую герметичность, меньшую чувствительность к загрязнениям жидкости и то, что в момент сообщения рабочей камеры с какой-либо полостью насоса давления в них практически выравниваются, а это благоприятно сказывается на динамических процессах, происходящих в системе насос—трубопровод.

Недостаток клапанной системы распределения заключается в ограничении по частоте совершаемых рабочих циклов, что ухудшает массогабаритные показатели насоса. Ограничение по частоте рабочих циклов вытекает из требования долговечности работы клапанов, критерием чего является скорость посадки последних, определяемая величиной произведения hn , которое должно быть меньше некоторого критического значения, где h — максимальная высота подъема клапана; n — число двойных ходов поршня в минуту.

Для выполнения этого условия необходимо уменьшать либо высоту подъема клапана

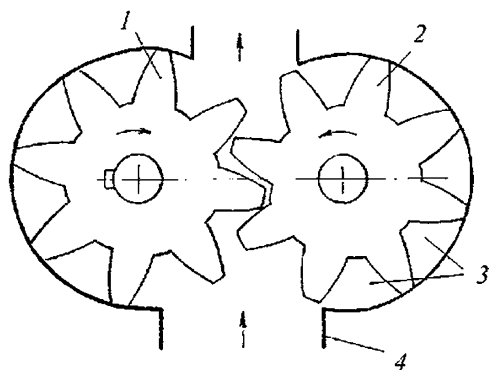


Рис. 3.3. Схема шестеренной гидромашин

h , либо частоту n . Но высота подъема клапана связана с его пропускной способностью, и если для напорного клапана это можно компенсировать увеличением перепада давления на клапане, то для всасывающего клапана этого сделать нельзя из-за опасности возникновения кавитации. Поэтому в некоторых случаях, желая повысить частоту вращения приводного вала, идут на применение смешанной клапанно-золотниковой системы распределения, а именно: на всасывании применяют золотниковую систему, а на нагнетании — клапанную.

3.2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

К основным техническим показателям насосов и гидромоторов относятся такие показатели, которые определяют величину преобразуемой в машинах энергии. Это расход Q , давление p , момент M , угловая скорость Ω . Различие в направлении передачи энергии в насосе (от рабочих органов жидкости) и в гидромоторе (от жидкости рабочим органам) обуславливает соответствующие отличия в определении указанных величин.

Расход объемный Q , м³/с. На практике применяют более мелкие единицы измерения: л/с и л/мин. Для насосов это расход на выходе, и называется он *подачей насоса* Q_n , а для гидромотора — расход на входе, который именуется потребляемым (подводимым) расходом Q_r .

Давление p , Па. Обычно используются более крупные единицы измерения: кПа и МПа. (Допускается к применению единица измерения давления 1 бар = 10⁵ Па; в США и Великобритании применяется 1 psi = 6,89476 кПа.) Для насосов эта величина определяется как

$$p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вх}} + \rho (v_{\text{вх}}^2 - v_{\text{вх}}^2) / 2 + \rho g (z_{\text{вх}} - z_{\text{вх}}),$$

где $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вх}}$ — давления на выходе и входе в насос; $v_{\text{вх}}$ и $v_{\text{вх}}$ — скорости жидкости на выходе и входе в насос; $z_{\text{вх}}$ и $z_{\text{вх}}$ — высоты расположения сечений на выходе и входе в насос; ρ — плотность жидкости.

Для объемных гидромашин разницей скоростных напоров и геометрических высот в силу их малости пренебрегают, и тогда под

давлением насоса, а по аналогии и гидродвигателя понимают следующие величины:

$$p_i \approx p_{\text{вх}} - p_{\text{вх}} \quad \text{и} \quad p_{\text{вх}} \approx p_{\text{вх}} - p_{\text{вх}}. \quad (3.1)$$

Мощность N , кВт, различают полезную и потребляемую.

Для насоса полезная мощность $N_{\text{пол}}$ — это мощность, переданная жидкости, а потребляемая N_n — мощность на валу насоса. Они равны

$$N_{i\text{вх}} = Q_i p_i \quad \text{и} \quad N_i = M_i \Omega_i. \quad (3.2)$$

Для гидромотора, наоборот, полезная мощность $N_{\text{пол}}$ — это мощность на валу мотора, а потребляемая N_r — это мощность потока жидкости, подводимого к мотору:

$$N_{i\text{вх}} = M_{\text{вх}} \Omega_{\text{вх}} \quad \text{и} \quad N_{\text{вх}} = Q_{\text{вх}} p_{\text{вх}}. \quad (3.3)$$

КПД η — безразмерная величина, характеризующая степень совершенства гидромашин, равная отношению полезной мощности к подводимой. Соответственно, для насоса η_n и гидромотора η_r

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= N_{i\text{вх}} / N_i = Q_i p_i / M_i \Omega_i; \\ \eta_{\text{вх}} &= N_{i\text{вх}} / N_{\text{вх}} = M_{\text{вх}} \Omega_{\text{вх}} / Q_{\text{вх}} p_{\text{вх}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

Для объемных гидромашин количественная мера, которая определяет величину преобразуемой в рабочей камере энергии, зависит от того, насколько изменяется объем этой камеры в процессе относительного перемещения рабочих органов машины. В качестве такой меры принят *рабочий объем* V_0 , который представляет собой сумму изменений объемов всех рабочих камер за время их сообщения с отводящей полостью в течение одного оборота вала гидромашин. Эту геометрическую характеристику объемной гидромашин можно представить как объем жидкости, прошедшей через машину за один оборот ее вала при отсутствии разницы давлений на входе и выходе.

Непосредственно из определения рабочего объема следует, что для его вычисления в случае одинаковых рабочих камер необходимо знать: величину изменения объема рабочей камеры за время ее сообщения с отводящей полостью в течение одного рабочего цикла (назовем этот объем *полезным* $V_{\text{пол}}$); число рабочих камер z и кратность машины действия k (число рабочих циклов, происхо-

дящих в рабочей камере за один оборот вала гидромашин), тогда

$$V_0 = V_{i\bar{\varepsilon}} z k. \quad (3.5)$$

Рабочий объем является важнейшей характеристикой любой объемной гидромашин. В технических данных принято указывать его величину в кубических сантиметрах, которая во многих случаях присутствует и в обозначении марки насоса или гидромотора.

Исключив в первом приближении ряд факторов, действующих в реальной гидромашине (утечки, трение, сжимаемость жидкости), и зная рабочий объем, достаточно просто можно установить связь между кинематическими (расходом Q и угловой скоростью Ω) и силовыми (давлением p и моментом M) параметрами потока жидкости и механической энергии на валу гидромашин:

$$Q_i = V_0 \Omega / 2\pi \quad \text{и} \quad M_i = V_0 p / 2\pi, \quad (3.6)$$

причем в этом случае КПД машины равен 1 и, следовательно, полезная и потребляемая мощности одинаковы: $N = M\Omega = Qp$, а приведенные соотношения справедливы как для насосов, так и для гидромоторов. Указанную выше ситуацию, при которой не учитываются потери в гидромашине, назовем «идеальной», а полученные при этих условиях величины будем отмечать индексом «и». С целью сокращения записи иногда вместо отношения $V_0 / 2\pi$ вводят новую величину $q = V_0 / 2\pi$, которая получила название «характерный объем».

Отметим, что вычисленные по приведенным формулам идеальные расход и момент представляют собой осредненные за один оборот вала значения, что непосредственно следует из самого определения рабочего объема. В общем же случае мгновенный расход и момент даже при постоянных значениях угловой скорости Ω и давления p могут быть переменными, что связано с особенностями кинематики рабочих органов гидромашин.

Идеальная мгновенная подача насоса равна $Q_{i\bar{\varepsilon}} = dV_{i\bar{\varepsilon}} / dt$, где $V_{\text{нар}}$ — объем жидкости, сообщаемый в данный момент с линией нагнетания; t — время. Этот объем ограничен сечением, проведенным по выходному патрубку насоса, и поверхностями деталей, образующих рабочие камеры, которые в данный момент соединены с полостью нагнетания. Его величина складывается из некоторого по-

стоянного объема V_c и суммы объемов рабочих камер $\sum V_{\delta,\varepsilon}$. Тогда

$$Q_{i\bar{\varepsilon}} = \frac{dV_{i\bar{\varepsilon}}}{dt} = \Omega \frac{d\sum V_{\delta,\varepsilon}}{d\varphi}, \quad (3.7)$$

где φ — угол поворота вала.

Как следует из приведенного выражения, характер подачи зависит от вида функции $d\sum V_{\delta,\varepsilon} / d\varphi$. Можно показать, что неравномерность идеального момента имеет тот же самый характер, что и подача, поскольку

$$M_{i\bar{\varepsilon}} = p \frac{d\sum V_{\delta,\varepsilon}}{d\varphi}. \quad (3.8)$$

Степень неравномерности какой-либо физической величины, например подачи Q , принято оценивать коэффициентом неравномерности

$$\sigma_Q = (Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}) / Q_{\text{cp}}, \quad (3.9)$$

где Q_{cp} — среднее значение подачи.

Определение рабочего объема и коэффициентов неравномерности для конкретных конструкций гидромашин приведены ниже в соответствующих параграфах.

В зависимости от того, предусмотрена ли в конструкции гидромашин возможность изменять величину рабочего объема, машины делятся на регулируемые и нерегулируемые. Существует несколько способов изменения рабочего объема, которые по характеру его изменения можно подразделить на ступенчатое (дискретное) регулирование, например путем отключения отдельных рабочих камер (см. с. 80), и на непрерывное, что связано с изменением величины полезного объема $V_{\text{пол}}$ рабочей камеры.

Достигнуть этого можно двумя способами: либо путем воздействия на сами рабочие органы, что приводит к изменению величины объема рабочей камеры (например, для поршневых машин регулированием хода поршня), либо посредством воздействия на систему распределения, регулируя моменты сообщения и разобщения рабочей камеры с отдающей полостью. Поскольку изменение объема рабочей камеры является периодической функцией, то по аналогии с гармоническими колебаниями можно сказать, что в первом случае регулируется амплитуда изменения объема рабочей камеры, а во втором — фаза подключения и (или) отключения рабочей камеры.

В соответствии с этим первый способ регулирования для краткости можно назвать амплитудным, а второй фазовым (схема насоса с таким регулированием приведена на с. 50)*. Амплитудный способ регулирования возможен как при клапанной, так и при золотниковой системе распределения, а фазовый — только при наличии золотника в системе распределения.

Сравнивая эти два способа непрерывного регулирования рабочего объема, можно отметить следующее. При втором способе регулирования существенно увеличивается неравномерность подачи, но механизм регулирования в целом получается менее инерционным и несколько более простым, чем при амплитудном регулировании. В настоящее время в большинстве случаев предпочтение отдается первому способу регулирования подачи насосов.

Для регулируемых гидромашин изменение рабочего объема учитывается путем добавления в формулы (3.6) безразмерного множителя ε , который является *управляющим параметром* и который представляет собой отношение фактического рабочего объема к его максимально возможному значению:

$$\varepsilon = (V_0)_{\text{факт}} / (V_0)_{\text{max}}. \quad (3.10)$$

При этом в окончательном виде индекс «max» не указывается

$$Q_i = \Omega V_0 \varepsilon / (2\pi) \quad \text{и} \quad M_i = p V_0 \varepsilon / (2\pi). \quad (3.11)$$

Приведенные выше формулы для определения как средних (3.11), так и мгновенных (3.7) и (3.8) значений расхода и момента справедливы для идеального случая, т.е. при отсутствии каких-либо потерь. Реальность протекающих в гидромашине процессов обусловлена наличием зазоров между рабочими органами и в системе распределения, а также действием сил, вызванных инерцией, упругостью и трением. Причем эти силы возникают как непосредственно в самой жидкости, так и в деталях механизма гидромашин. Указанные причины приводят к тому, что и средние, и мгновенные действительные значения расхода и момента отличаются от их идеальных значений. При этом характер неравномерности действительного расхода и момента неодинаковы.

Чтобы учесть отличие действительных средних значений расхода и момента от их

идеальных значений, вводят коэффициенты подачи k_Q и момента k_M .

Для насоса

$$\left. \begin{aligned} k_Q &= Q_a / Q_c = (Q_c - \Delta Q) / Q_c; \\ k_M &= M_c / M_a = M_c / (M_c + \Delta M), \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

а для гидромотора

$$\left. \begin{aligned} k_Q &= Q_c / Q_a = Q_c / (Q_c + \Delta Q); \\ k_M &= M_a / M_c = (M_c - \Delta M) / M_c, \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

где Q_d и M_d — действительные значения соответственно расхода и момента; ΔQ и ΔM — их отклонения от идеальных значений.

Иногда коэффициент расхода k_Q отождествляют с объемным КПД η_o , а коэффициент момента k_M — с гидромеханическим КПД $\eta_{г.м}$. Различие заключается в том, что КПД является энергетической характеристикой, а коэффициенты k_Q и k_M лишь констатируют факт отличия действительных значений от идеальных, а это не всегда связано с энергетическими потерями. Лишь при определенных условиях можно приближенно считать, что $k_Q \approx \eta_o$, а $k_M \approx \eta_{г.м}$, хотя $\eta = k_Q k_M = \eta_o \eta_{г.м}$.

Указанные в этом выражении коэффициенты зависят от многих факторов, которые характеризуют: а) режим работы гидромашин (давление, угловую скорость, регулирующий параметр, температуру); б) теплофизические свойства жидкости (вязкость, объемный модуль упругости и т.п.); в) конструктивные и технологические особенности элементов гидромашин (форму, геометрические размеры, материал, шероховатость поверхности и т.п.).

Установить функциональные зависимости между перечисленными факторами и коэффициентами потерь чисто аналитическим путем не представляется возможным из-за сложности процессов, протекающих в гидромашине. В связи с этим используются экспериментальные методы исследования, а для расширения области применения результатов эксперимента приходится прибегать к методам теории подобия. Причем более строго в методическом и проще в экспериментальном плане удается определять коэффициенты k_Q , k_M и полный КПД η .

Примерный вид характеристик $Q(p)$, $k_Q(p)$, $N(p)$ и $\eta(p)$ для насоса и $\Omega(M)$, $p(M)$ и $\eta(M)$ для гидромотора показаны на рис. 3.4. На этих

* Насосы с клапанно-золотниковой системой распределения называют также насосами с клапанно-щелевым распределением жидкости (*прим. редактора тома*).

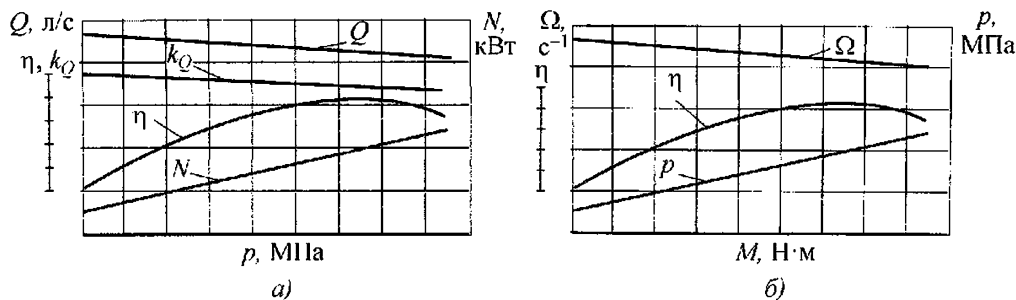


Рис. 3.4. Характеристики объемных гидромашин:
а — насоса; б — гидромотора

характеристиках должны указываться марка рабочей жидкости, ее температура T и для насоса частота вращения n_n , а для гидромотора подводимый расход Q_r . Если во время эксперимента фактически измеренные температура T , частота вращения n_n или расход Q_r имели небольшие отклонения от их значений, указанных на характеристиках, то результаты эксперимента приводятся к этим фиксированным значениям.

Причиной отклонения ΔQ действительной подачи (расхода) от идеальной, что приводит к наклону графиков $Q(p)$ для насоса и $\Omega(M)$ для гидромотора, при отсутствии кавитации являются утечки $Q_{ут}$ жидкости из полости высокого давления и ее деформация (сжимаемость) $Q_{сж}$:

$$\Delta Q = Q_{ут} + Q_{сж}. \quad (3.14)$$

В общем случае жидкость, утекающая из полости высокого давления, попадает либо в корпус гидромашин (дренажная полость) — это так называемые внешние утечки $Q_{вн}$, либо в полость с низким давлением — перетечки $Q_{п}$. Такое разделение утечек имеет значение при работе гидромашин в гидропередачах с замкнутой циркуляцией жидкости, поскольку внешние утечки требуют их компенсации, в связи с чем применяется специальная система подпитки, что в определенной степени сказывается и на динамике привода.

Для машин, используемых в гидроприводах, характерны работа на вязких жидкостях и наличие большого числа щелей с малыми зазорами, что предопределяет существование ламинарного режима движения жидкости в таких щелях. Воспользовавшись известными из гидромеханики результатами решения задач по изотермическому течению жидкости в щелях,

можно в общем случае записать следующее выражение для определения утечек:

$$Q_{ут} = \sum A_i h_i^3 p / \mu,$$

где μ — динамическая вязкость; A_i — некоторая безразмерная величина, характеризующая геометрические размеры i -й щели с зазором h_i . Выразив все геометрические размеры машины, в том числе и зазоры h_i , в долях от какого-либо характерного размера гидромашин [в качестве такого размера удобно взять $\sqrt[3]{V_0 / (2\pi)}$], получим

$$Q_{\infty} = C_{\infty} [V_0 / (2\pi)] (p / \mu), \quad (3.15)$$

где $C_{ут}$ — некоторый безразмерный коэффициент, характеризующий геометрические размеры конкретной гидромашин.

В общем случае, если разделять утечки на внешние $C_{вн}$ и перетечки $C_{п}$, то и коэффициент $C_{ут}$ следует рассматривать как сумму соответствующих коэффициентов: $C_{ут} = C_{вн} + C_{п}$.

При строго неизменных соотношениях всех геометрических размеров (соблюдении геометрического подобия) для данного типа ряда гидромашин коэффициент $C_{ут}$ принимает постоянное значение. В этом случае, определив его численное значение, например, экспериментальным путем, для какой-либо гидромашин из данного ряда, можно было бы в дальнейшем распространить его на весь этот ряд. Однако условие постоянства соотношения геометрических размеров и в первую очередь подобия зазоров, роль которых чрезвычайно велика, соблюдается лишь с определенной степенью приближения.

Величина зазоров изменяется как для данной конкретной машины в зависимости от режима ее работы (давления, частоты враще-

ния, вязкости, регулировочного параметра), так и при переходе к машине других размеров (масштабного фактора). Поэтому коэффициент C_{yt} следует в общем случае рассматривать как функцию указанных факторов.

Определение $Q_{сж}$ рассмотрим на примере гидромашин, работающей в качестве насоса. Уменьшение подачи насоса из-за сжимаемости жидкости обусловлено тем, что при возрастании давления в рабочей камере, когда она переключается от полости всасывания к полости нагнетания, увеличивается плотность жидкости, а при этом та же самая масса жидкости должна занимать меньший объем на величину $\Delta V_{сж}$, что и приводит к уменьшению объемной подачи.

Зная модуль объемной упругости жидкости B и объем рабочей камеры в момент ее перехода от всасывания к нагнетанию, который в общем случае складывается из полезного объема $V_{пол}$ и так называемого мертвого объема V_m , можно определить величину деформации

$$\Delta V_{сж} = (V_i + V_{i\bar{\epsilon}})p / B = V_{i\bar{\epsilon}}(1 + k_i)p / B \quad (3.16)$$

для одной рабочей камеры, где с целью сокращения записи введен коэффициент мертвого объема $k_i = V_i / V_{i\bar{\epsilon}}$, и для всего насоса

$$Q_{сж} = \frac{V_0}{2\pi} \Omega (1 + k_i) \frac{p}{B}. \quad (3.17)$$

Окончательно для определения подачи насоса можно записать следующее выражение:

$$Q_i = \frac{V_0}{2\pi} \Omega \left[1 - C_{yt} \frac{p}{\mu\Omega} - (1 + k_m) \frac{p}{B} \right], \quad (3.18)$$

а для подводимого к гидромотору расхода

$$Q_{\bar{a}} = \frac{V_0}{2\pi} \Omega \left[1 + C_{\infty} \frac{p}{\mu\Omega} + k_i \frac{p}{B} \right]. \quad (3.19)$$

Выражение, стоящее в квадратных скобках, в формуле (3.18) представляет собой в соответствии с моделью объемных потерь ΔQ коэффициент подачи насоса, а в формуле (3.19) — его обратную величину.

Отклонение момента ΔM от его идеального значения обусловлено следующими факторами. Первый — это механическое трение $M_{тр}$, возникающее на всех подвижных элементах конструкции гидромашин, например трение в

уплотнениях (контактных или шелевых), в подшипниках и шарнирах, трение о жидкость (так называемый барботаж) и т.п. В зависимости от желаемой точности при определении потерь на трение приходится в большей или меньшей степени учитывать особенности каждой конструкции гидромашин, что, в свою очередь обуславливает как сложность математической модели, так и ее индивидуальность.

В более общей, но и несколько менее точной модели учитываются две составляющие трения: так называемое сухое M_c , или кулоновское, трение, величина которого принимается пропорциональной силам давления жидкости, и вязкостное M_v , имеющее место в щелях между подвижными элементами гидромашин. По аналогии с определением утечек, выражая все геометрические размеры через характерный размер $[\sqrt[3]{V_0 / (2\pi)}]$, составляющие момента трения можно выразить следующим образом:

$$M_{\infty} = M_{\bar{n}} + M_{\bar{a}} = \frac{V_0}{2\pi} (C_c p + C_v \mu \Omega), \quad (3.20)$$

где C_c и C_v — некоторые безразмерные коэффициенты, характеризующие геометрические размеры гидромашин.

Коэффициент C_c кроме геометрических соотношений включает в себя еще и коэффициент трения, который в простейшем случае принимается постоянным. Замечания, высказанные по отношению к коэффициенту C_{yt} , в той же мере относятся и к приведенным выше коэффициентам.

Второй фактор, обуславливающий отклонение момента от идеального, — это отличие действительного давления, которое действует на рабочие органы гидромашин и создает вращающий момент на ее валу, от давления, используемого при вычислении идеального момента (разница давлений на входе и выходе из гидромашин). Данное отличие давления зависит от двух причин. Первая — это гидравлические потери, которые происходят при движении жидкости внутри машины от контрольных сечений до рабочих органов. Обычно они невелики по сравнению с механическим трением, и ими чаще всего пренебрегают. Вторая причина — сжимаемость жидкости, проявляющаяся в том, что давление в рабочей камере изменяется не мгновенно, а в течение какого-то промежутка времени, когда на рабочие органы действует

переменное давление. Вызываемое этой причиной уменьшение момента на валу гидромашин можно определить по следующему выражению: $k_\delta(V_0/2\pi)(0,5 + k_i)p^2/B$, где k_p — некоторый безразмерный коэффициент $0 < k_p < 1$, который зависит от характера изменения давления в рабочей камере, что связано с системой распределения жидкости. При $k_p = 1$ давление в рабочей камере изменяется только в результате перемещения рабочих органов при постоянной массе жидкости, а при $k_p = 0$ оно изменяется лишь от вытекания или втекания жидкости из рабочей камеры при постоянном объеме.

С учетом сказанного момент на валу насоса можно определить как

$$M_i = \frac{V_0}{2\pi} p \left[1 - k_\delta(0,5 + k_i) \frac{p}{B} + C_n + C_a \frac{\mu\Omega}{p} \right], \quad (3.21)$$

а на валу гидромотора как

$$M_a = \frac{V_0}{2\pi} p \left[1 - k_\delta(0,5 + k_i) \frac{p}{B} - C_n - C_a \frac{\mu\Omega}{p} \right]. \quad (3.22)$$

Выражения в квадратных скобках представляют собой в соответствии с моделью отклонения момента ΔM от его идеального значения коэффициент момента для гидромотора и его обратную величину для насоса.

С более точными моделями потерь в объемных гидромашинах можно ознакомиться в работах [3.2, 3.3].

В приведенной выше упрощенной модели объемной гидромашин, которая устанавливает связь между ее основными параметрами, присутствуют коэффициенты C_{yt} , C_c и C_n . Более достоверный способ их определения — экспериментальный метод, когда необходимо разделять суммарные потери на отдельные составляющие, что представляет собой непростую задачу и требует проведения специальных и достаточно трудоемких исследований. Так, например, определенная трудность состоит в разделении объемных потерь на утечки Q_{yt} и сжимаемость $Q_{сж}$, поскольку обе составляющие пропорциональны давлению. Поэтому в некоторых случаях применяют еще более упрощенные модели, сохраняя лишь функциональную связь между переменными величинами. Так, в линейной дина-

мической модели гидропривода подача насоса определяется как

$$Q_i = q\Omega\varepsilon - k_{\delta\delta}p, \quad (3.23)$$

где k_{yt} — некоторый размерный коэффициент утечек.

В приведенных выше рассуждениях о величине потерь речь шла об их усредненных значениях. В действительности каждая из составляющих является переменной величиной, которая зависит от взаимного расположения рабочих органов гидромашин, или, другими словами, является функцией от угла поворота вала гидромашин. При номинальных частотах вращения вала и достаточно большом числе рабочих камер частоты изменения рассматриваемых выше потерь бывают настолько велики, что не оказывают заметного влияния на внешние характеристики машины, хотя и в этом случае пульсационная составляющая расхода, которая обусловлена сжимаемостью жидкости, заметно влияет на акустические и вибрационные показатели качества гидромашин. При низких же частотах вращения, что характерно для гидромоторов, пульсационные составляющие как для утечек, так и для момента трения могут приводить к заметному увеличению неравномерности вращения вала мотора, определяя тем самым его минимально допустимую частоту вращения.

3.3. ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Отличительным признаком поршневых гидромашин является форма рабочих органов (цилиндр и поршень) образующих рабочую камеру, изменение объема которой осуществляется благодаря их относительному перемещению. Подобная форма рабочих органов позволяет создавать по сравнению с другими типами объемных гидромашин более герметичные рабочие камеры, а следовательно, и работать при больших давлениях. Однако наличие специального механизма, обеспечивающего относительное возвратно-поступательное движение рабочих органов, усложняет конструкцию поршневых гидромашин.

Наибольшее применение в гидроприводах получили многопоршневые гидромашин, у которых цилиндры конструктивно рас-

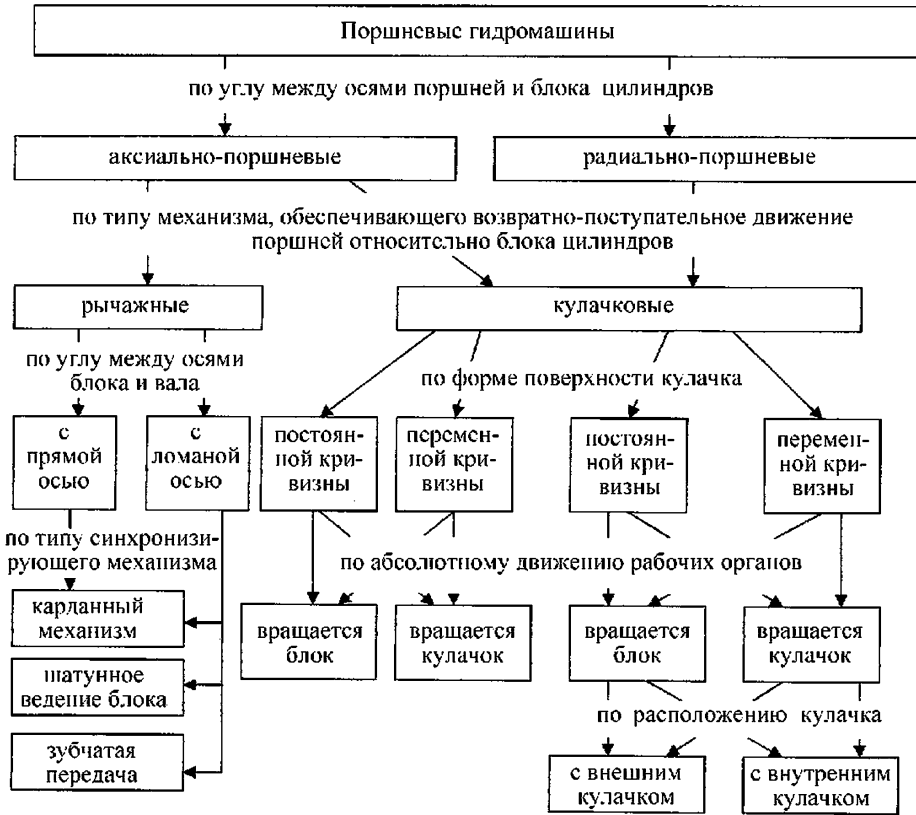


Рис. 3.5. Классификация поршневых гидромашин по кинематическим признакам

полагают в одном узле — блоке цилиндров. Классификация таких гидромашин по кинематическим признакам представлена на рис. 3.5. По углу между осями поршней и блока цилиндров гидромашин подразделяют на аксиально-поршневые, когда угол равен или близок к 0° , и радиально-поршневые, если он равен или близок к 90° . В качестве механизма, обеспечивающего возвратно-поступательное движение поршней относительно блока цилиндров, применяют либо рычажные, либо кулачковые механизмы как с плоской, так и с пространственной кинематикой. В радиально-поршневых гидромашинах чаще всего используется кулачковый механизм.

Для рычажных механизмов характерно то, что закон относительного перемещения поршней близок к гармоническому, а кинематические связи имеют геометрическое замыкание. Кулачковые механизмы позволяют воспроизвести любой желаемый закон пере-

мещения поршней благодаря специально спрофилированной рабочей поверхности, но осуществление кинематической связи поршней с кулачком, как правило, требует силового замыкания. Это может быть пружинный поджим, силы инерции в радиально-поршневых насосах или силы давления со стороны жидкости, которое создается специальной системой подпитки.

На рис. 3.6, а представлена схема аксиально-поршневой гидромашин с пространственным рычажным механизмом. В таких машинах одновременно вращаются блок цилиндров 2 и (назовем по аналогии) блок шатунов 6, оси которых расположены под углом γ . В этом случае поршни 4, соединенные шатунами 5 с блоком шатунов 6, совершают относительно блока цилиндров 2 возвратно-поступательное движение, что приводит к изменению объема рабочей камеры 3. Через отверстия в торце блока рабочие камеры сообщаются с полостями гидромашин с помощью торцевого рас-

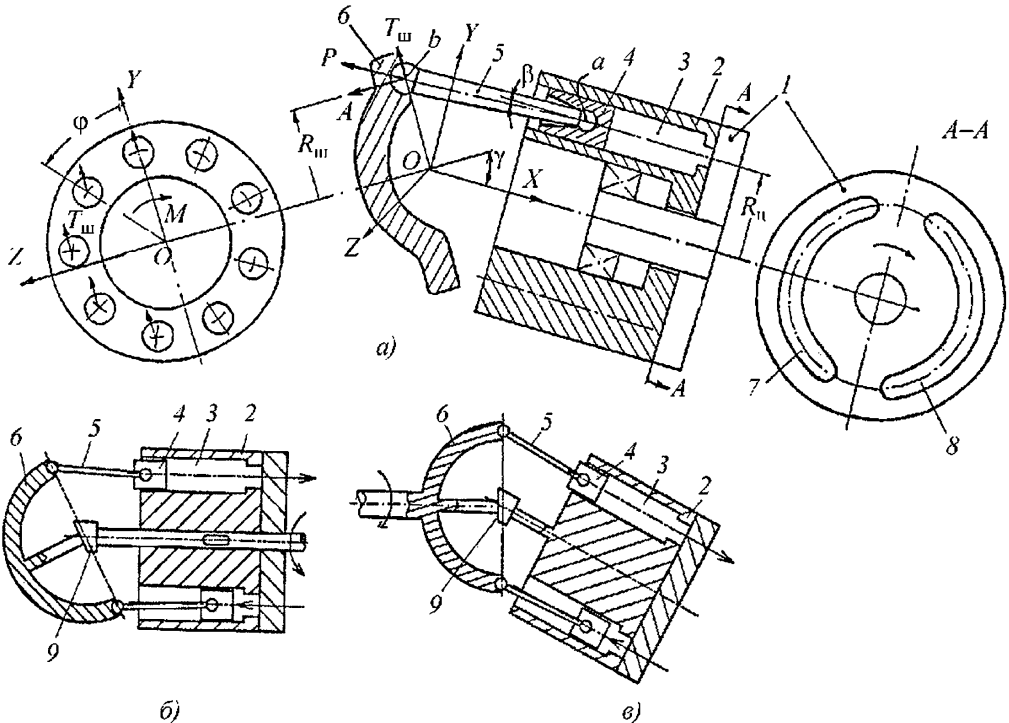


Рис. 3.6. Схемы аксиально-поршневых гидромашин с рычажным механизмом:
a — принципиальная схема; *б* — схема с прямой осью; *в* — схема с ломаной осью;
 1 — распределитель; 2 — блок цилиндров; 3 — рабочая камера; 4 — поршень; 5 — шатун;
 6 — блок шатунов; 7 и 8 — приемная и отводящая полости соответственно;
 9 — синхронизирующий механизм

пределителя 1, в котором выполнены два серпообразных окна: 7 и 8. При указанном на рисунке направлении вращения блока окно 7 соединено с приемной полостью (для насоса это полость всасывания), а окно 8 — с отводящей (для насоса полость нагнетания).

Давление p в рабочей камере создает на поршне силу P , которая через шатун 5 передается на блок шатунов 6. Совокупность тангенциальных составляющих этой силы $T_{ш}$ создает момент M на блоке шатунов. Поскольку в рассматриваемой схеме аксиально-поршневой гидромашин вращаются одновременно блоки шатунов 6 и цилиндров 2, то конструктивно один из них соединяют непосредственно с валом машины, а для вращения другого применяют какой-либо условно показанный на рис. 3.6, *б* и *в* синхронизирующий механизм 9.

В зависимости от этого либо ось блока цилиндров совпадает с осью вала (рис. 3.6, *б*) —

схема с прямой осью, либо она наклонена (рис. 3.6, *в*) — схема с ломаной осью. В первом варианте момент M , создаваемый на блоке шатунов, передается через синхронизирующий механизм, который в этом случае называют силовым, а в другом варианте момент M непосредственно с блока шатунов передается на вал, а синхронизирующий механизм является несиловым.

В современной практике обычно применяется второй вариант, когда ось блока цилиндров наклонена к оси вала, и такие машины получили название «аксиально-поршневые гидромашин с наклонным блоком».

Синхронизирующие механизмы, используемые в настоящее время, можно подразделить на три типа. К первому типу относятся механизмы с универсальным шарниром, или карданом, который по числу шарниров может быть одинарным или двойным. При одинарном кардане вращение ведомой

детали неравномерное, или асинхронное, а при двойном кардане можно добиться полностью равномерного вращения — синхронный кардан.

Ко второму типу синхронизирующих механизмов относят конструкции, в которых передача вращения от вала к наклонному блоку цилиндров осуществляется с помощью шатунов. Это машины с шатунным ведением блока (см. с. 71). В данном случае шатуны своей боковой поверхностью воздействуют на блок цилиндров либо через контакт с поршнями, либо непосредственно контактируя с блоком. При этом каждый из шатунов передает силу на блок цилиндров лишь в определенных пределах углового положения вала, осуществляя так называемый эстафетный принцип ведения.

Положительной стороной подобного способа синхронизации по сравнению с карданным механизмом является упрощение конструкции, а значит, уменьшение радиальных

размеров блока цилиндров. Однако передача шатунам дополнительной функции по ведению блока обуславливает повышенные требования к точности изготовления элементов качающего узла гидромашины.

В синхронизирующих механизмах третьего типа используются конические шестерни. И если рассмотренные два первых типа синхронизирующих механизмов могут применяться как в регулируемых, так и в нерегулируемых гидромашинах, то третий тип только в нерегулируемых машинах.

Схемы кулачковых механизмов, наиболее широко применяемых в современных поршневых гидромашинах, показаны на рис. 3.7. Простейшей с технологической точки зрения является форма поверхности кулачка постоянной кривизны. В аксиально-поршневых гидромашинах это наклонная плоскость (рис. 3.7, а), и такие машины получили название "гидромашины с наклонным диском". В радиально-поршневых гидромашинах — это

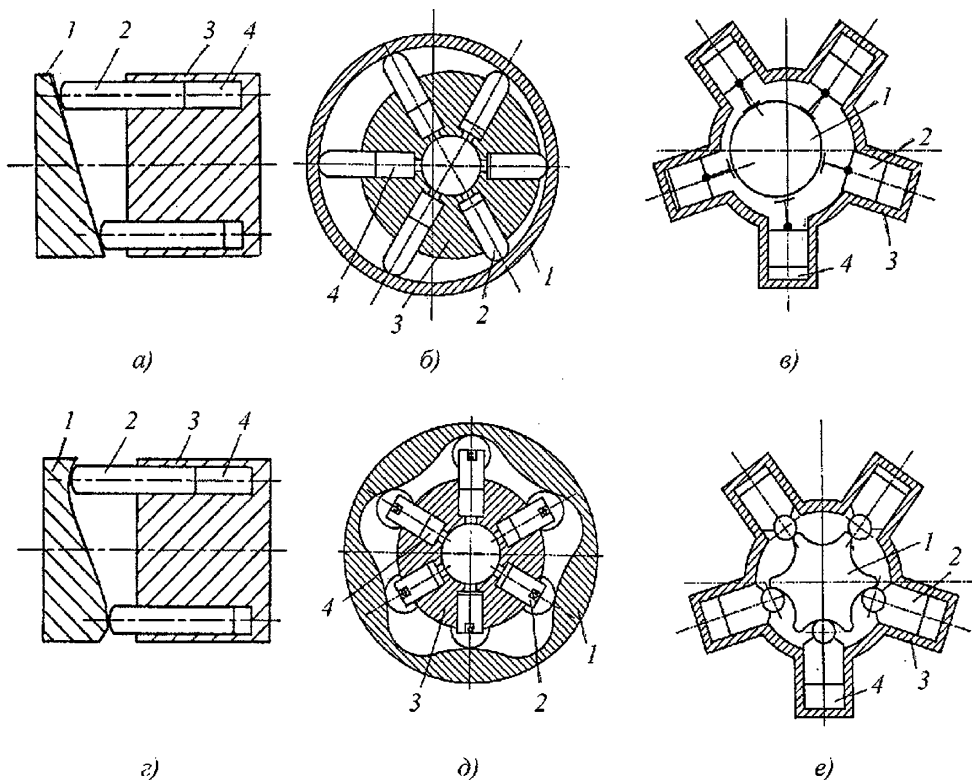


Рис. 3.7. Схемы поршневых гидромашин с кулачковыми механизмами:
1 — кулачок; 2 — поршень; 3 — блок цилиндров; 4 — рабочая камера

круглая цилиндрическая поверхность, которая расположена эксцентрично по отношению к оси блока цилиндров (рис. 3.7, б и в). Гидромашины с такими формами кулачков являются машинами однократного действия, а закон перемещения поршней относительно блока цилиндров близок или точно является гармоническим. В машинах многократного действия применяют кулачки со специально профилированной поверхностью (рис. 3.7, г, д и е).

Картина сил, действующих в поршневых гидромашинах с кулачковым механизмом, показана на примере аксиально-поршневой машины с наклонным диском (рис. 3.8). Давление p в рабочей камере 3 создает на поршне 2 силу P , действие которой вызывает реакцию N со стороны кулачка 1 — наклонного диска, и в результате на поршне со стороны блока 4 возникают силы, равнодействующая которых T_n проходит через точку a пересечения линий действия сил P и N . По третьему закону механики на блок цилиндров действует равная, но противоположно направленная сила $T_6 = T_n$. Их совокупность создает момент M на блоке цилиндров. Такой же момент возникает и на кулачке.

Картины сил, действующих в механизмах рассмотренных поршневых гидромашин с рычажным и кулачковым механизмами, обуславливают их некоторые особенности и отличительные свойства. Поршень в машинах с рычажным механизмом нагружен в основном осевой силой P и незначительной поперечной, которая возникает из-за несовпадения осей шатуна и поршня.

В машинах же с кулачковым механизмом поршень нагружен значительной поперечной силой. Во-первых, это приводит к большим силам трения на поршнях, а следовательно, и к несколько меньшему КПД гидромашин. И, во-вторых, желание ограничить по величине поперечную силу требует уменьшения угла давления, что сказывается на конструктивных размерах машины. Для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском угол между осями блока и диска выбирается в пределах $\gamma \approx 16...20^\circ$. В машинах же с рычажным механизмом — с наклонным блоком — этот угол доходит до $\gamma \approx 40^\circ$.

К достоинствам гидромашин с кулачковым механизмом следует отнести более простую конструкцию, что особенно проявляется в регулируемых машинах, когда изменение рабочего объема достигается путем регулирования хода поршня. А гидромашины многократного действия выполняются только с кулачковым механизмом.

Гидромашины многократного действия обладают следующими особенностями. С увеличением кратности действия при прочих равных условиях (величине хода поршня, частоте вращения и т.п.) повышаются как скорости движения поршней относительно блока, так и скорости движения жидкости в каналах машины. А эти скорости имеют определенные ограничения, и поэтому приходится снижать частоту вращения в машинах многократного действия. Для насосов это делать нежелательно, так как низкооборотные приводы отличаются большими массами и габаритными размерами.

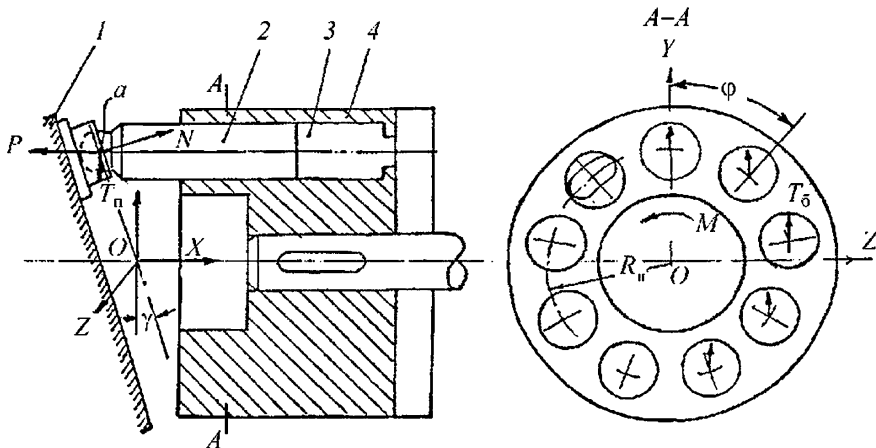


Рис. 3.8. Схема аксиально-поршневой гидромашин с наклонным диском

Поэтому машины многократного действия почти исключительно применяются в качестве гидромоторов.

Поскольку увеличение кратности приводит к возрастанию рабочего объема [см. формулу (3.5)], а следовательно, и момента, то такие машины получили название «высокомомментные гидромоторы», и, как правило, они непосредственно соединяются с тихоходными исполнительными механизмами без дополнительного редуктора [3.4].

Понятие «высокомомментный гидромотор», иногда низкооборотный, довольно часто используется в гидроприводной технике. Однако строгого определения этому термину нет. Считается, что если отношение номинального вращающего момента M мотора к его номинальной частоте вращения n больше $10 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{мин}^{-1}$, то гидромотор относится к высококомментным. Следует отметить, что высококомментные гидромоторы бывают и однократного действия. Их относят к среднеоборотным [3.5].

В радиально-поршневых гидромашинах многократного действия благодаря тому, что зоны высокого и низкого давлений расположены по окружности симметрично, удается почти полностью разгрузить вращающуюся деталь, а следовательно, и подшипники от радиальных нагрузок. В связи с этим машины двукратного действия часто используются и в качестве насосов.

В гидромашинах с кулачковым механизмом может вращаться либо блок цилиндров, либо кулачок. А в радиально-поршневых гид-

ромашинах по расположению кулачка относительно рабочих камер различают машины с внутренним кулачком (см. рис. 3.7, *в* и *е*) — камеры размещены вне кулачка, или с внешним кулачком (см. рис. 3.7, *б* и *д*) — камеры находятся внутри кулачка.

Кинематические особенности механизма, используемого в поршневой гидромашине, в значительной степени определяют выбор системы распределения и способов регулирования рабочего объема. Так, в гидромашинах с вращающимся блоком цилиндров — ротором, применяют золотниковую систему распределения жидкости, при которой перемещение рабочих камер в пространстве используется для их периодического сообщения и разобщения с полостями машины. Такие машины относятся к роторным и являются обратимыми. Для гидромашин с неподвижным блоком цилиндров более простой в конструктивном плане считается клапанная система распределения, но в этом случае машина может работать только в качестве насоса.

Кроме того, использование клапанов на всасывании без дополнительного подпора в полости всасывания снижает быстроходность насоса. Поэтому иногда прибегают к смешанной системе распределения: на всасывании применяют золотниковую, а на нагнетании клапанную систему, что позволяет существенно повысить частоту вращения вала насоса.

Схема такого аксиально-поршневого насоса с фазовым регулированием показана на рис. 3.9. При вращении кулачка, или на-

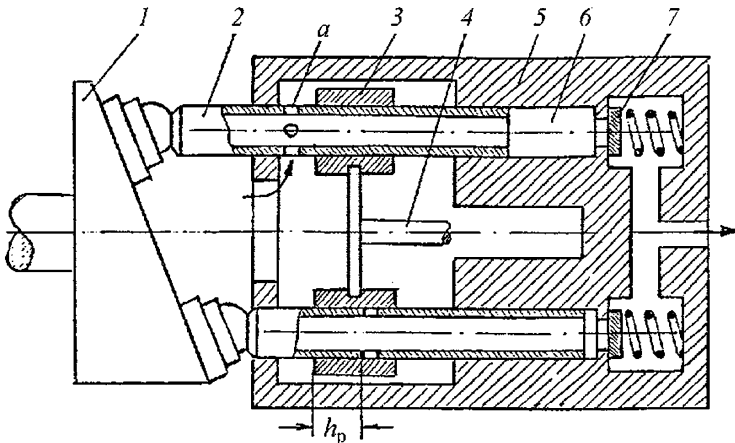


Рис. 3.9. Схема аксиально-поршневого насоса с регулируемым клапанно-золотниковым распределителем

клонного диска, 1 контактирующие с ним поршни 2 совершают относительно неподвижного блока цилиндров 5 возвратно-поступательное движение. Рабочая камера 6 сообщается с полостью всасывания через отверстия a в поршне, перекрываемые втулками 3, положение которых может регулироваться с помощью штока 4. Подача жидкости из рабочих камер, которые сообщаются с полостью нагнетания посредством клапана 7, осуществляется только на той части хода поршня h_p — рабочий ход, когда отверстия a перекрыты втулками.

В гидромоторах с неподвижным блоком цилиндров золотниковая система распределения сложнее, чем в роторных гидромашинах. Это объясняется тем, что в этом случае необходимо обеспечить кинематическую подвижность распределительного устройства, которое сообщает и разобщает рабочие камеры с полостями гидромотора, расположенные в одном и том же неподвижном корпусе. Такие машины не являются роторными, хотя в их рабочем процессе много общего.

Наибольшее применение в поршневых гидромашинах нашли следующие способы регулирования рабочего объема. В аксиально-поршневых машинах с вращающимся блоком цилиндров регулирование почти исключительно осуществляется путем изменения хода поршня — амплитудный способ, что достигается изменением угла наклона либо блока, либо диска. Последний вариант по конструкции более предпочтителен.

В радиально-поршневых машинах однократного действия изменение хода поршня достигается путем изменения эксцентриситета. Однако в случае вращения кулачка осуществить это сложнее, чем при вращении блока цилиндров. В гидромоторах многократного действия изменить ход поршня практически невозможно. Поэтому применяются либо непрерывное регулирование фазовым способом, либо дискретное регулирование, чаще путем отключения одной или группы рабочих камер [3.4, 3.5].

Чтобы определить рабочий объем и мгновенный расход гидромашин, необходимо знать закон перемещения поршня относительно блока цилиндров. Для машин с наклонным блоком уравнение, которое определяет положение поршня относительно блока цилиндров в зависимости от его угла поворота φ , можно получить, воспользовавшись тем, что расстоя-

ние между центрами сфер шатунов (точки a и b на рис. 3.6, a) остается постоянным и равным L — длине шатуна:

$$L^2 = (X_a - X_b)^2 + (Y_a - Y_b)^2 + (Z_a - Z_b)^2,$$

где X_a, X_b, \dots — координаты точек a и b в неподвижной прямоугольной системе координат $OXYZ$, для которой ось OX направлена по оси вращения блока цилиндров.

Координата X_a , определяющая положение поршня относительно блока цилиндров, является искомой, а остальные координаты находятся из геометрических соображений. В частном случае, когда блоки шатунов и цилиндров вращаются синхронно, а центр системы координат (точка O) совпадает с точкой пересечения их осей, лежащей в плоскости расположения центров сфер шатунов (точки b), то

$$X_a = -R_o \sin \gamma \cos \varphi + \sqrt{L^2 - R_o^2 [(k_D \cos \gamma - 1)^2 \cos^2 \varphi + (k_D - 1)^2 \sin^2 \varphi]}, \quad (3.24)$$

где $R_{ш}$ и $R_{ц}$ — радиусы расположения центров сфер шатунов соответственно в блоке шатунов и блоке цилиндров, а их отношение обозначено $k_D = R_o / R_o$.

В более общем случае кинематика рассматриваемых машин изложена в работе [3.6].

Из уравнения (3.24) находится ход поршня, равный $h_i = 2R_o \sin \gamma$, и тогда рабочий объем

$$V_0 = 2S_{п} R_o \tau \sin \gamma, \quad (3.25)$$

где $S_{п}$ — площадь поршня, из чего следует, что для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным блоком цилиндров управляющий параметр представляет собой отношение

$$\varepsilon = \sin \gamma / \sin \gamma_{\max}. \quad (3.26)$$

Для определения сил, действующих в механизме гидромашин, необходимо знать угол β между осями шатуна и поршня, который равен

$$\sin \beta = \frac{R_{ц}}{L} \sqrt{(k_D \cos \gamma - 1)^2 \cos^2 \varphi + (k_D - 1)^2 \sin^2 \varphi}. \quad (3.27)$$

Дифференцируя уравнение (3.24), можно найти уравнения для скорости и ускорения

поршня относительно блока цилиндров, которые имеют сравнительно сложные выражения. Чтобы получить их в более простой, но приемлемой по точности форме, воспользуемся разложением в ряд радикального выражения в формуле (3.24), тогда

$$\left. \begin{aligned} v &= R_0 \Omega \sin \gamma (\sin \varphi + \lambda \sin 2\varphi); \\ a &= R_{\text{ш}} \Omega^2 \sin \gamma (\cos \varphi + 2\lambda \cos 2\varphi). \end{aligned} \right\} (3.28)$$

Второе слагаемое с безразмерной амплитудой λ , которая обычно является малой величиной, возникает из-за того, что на «основное», чисто гармоническое движение поршня с частотой вращения вала, накладывается дополнительное движение с двойной частотой, обусловленное изменением угла β между осями шатуна и поршня (см. рис. 3.1 и 3.6, а). Для рассматриваемого механизма аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком $\lambda \approx [R_0 / (2L)] \text{tg}(\gamma/2) [2 - k_D(1 + \cos \gamma)]$ и, более того, при отношении радиусов $R_0 / R_8 = k_D = 2 / (1 + \cos \gamma)$ величина λ становится равной нулю, и тогда имеем чисто гармоническое движение поршня; при этом угол между осями шатуна и поршня остается постоянным и равным $\sin \beta = (R_0 / L) \text{tg}^2(\gamma/2)$.

В поршневых гидромашин с кулачковым механизмом кинематика поршня определяется формой кулачка. Для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (см. рис. 3.8) положение поршня (точка a) относительно блока цилиндров в зависимости от угла φ поворота блока (или кулачка при неподвижном блоке), а следовательно, его скорость и ускорение определяются по следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} X_a &= -R_0 \text{tg} \gamma \cos \varphi; \\ v &= R_0 \Omega \text{tg} \gamma \sin \varphi; \\ a &= R_0 \Omega^2 \text{tg} \gamma \cos \varphi, \end{aligned} \right\} (3.29)$$

где $R_{\text{ш}}$ — радиус расположения осей цилиндров в блоке; X_a — координата точки a в системе координат $OXYZ$ [здесь ось OX направлена по оси блока, а ее начало — точка O — находится в точке пересечения оси блока с плоскостью, в которой расположены центры сферических опор поршней (эта плоскость является теоретическим, или центровым, профилем кулачка)].

Как видно из приведенных уравнений, закон движения поршня является чисто

гармоническим, а рабочий объем гидромашин

$$V_0 = 2 S_{\text{г}} R_8 z \text{tg} \gamma, \quad (3.30)$$

из чего следует, что для аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском управляющий параметр представляет собой отношение

$$\varepsilon = \text{tg} \gamma / \text{tg} \gamma_{\text{max}}. \quad (3.31)$$

Радиально-поршневые гидромашин с кулачком круглого профиля, расположенного эксцентрично относительно центра блока цилиндров, с кинематической точки зрения могут быть эквивалентно заменены кривошипно-ползунным механизмом, кинематика которого хорошо изучена. Так, на рис. 3.1 представлена схема многопоршневого кулачкового, или эксцентрикового, насоса. Положение поршня — координата X_a точки a — относительно центра O блока цилиндров, который также является и центром вращения кулачка, находится из уравнения

$$X_a = -e \cos \varphi + \sqrt{(R+b)^2 - e^2 \sin^2 \varphi}, \quad (3.32)$$

где e — эксцентриситет; R — радиус кулачка; b — расстояние от центра опоры скольжения поршня до поверхности кулачка.

Из уравнения (3.32) видно, что ход поршня равен $h_i = 2e$, а рабочий объем

$$V_0 = 2 S_{\text{г}} e z, \quad (3.33)$$

откуда следует, что для радиально-поршневых гидромашин с эксцентрично расположенным кулачком управляющий параметр представляет собой отношение

$$\varepsilon = e / e_{\text{max}}. \quad (3.34)$$

Избавляясь от радикала в уравнении (3.32), с учетом малого значения величины $\lambda = e / [2(R+b)]$ получаем для скорости v и ускорения поршня a следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} v &= e \Omega (\sin \varphi - \lambda \sin 2\varphi); \\ a &= e \Omega^2 (\cos \varphi - 2\lambda \cos 2\varphi). \end{aligned} \right\} (3.35)$$

Кинематика гидромашин многократного действия отличается большим разнообразием, с чем можно ознакомиться в работе [3.4].

Идеальную мгновенную подачу поршневых гидромашин можно определить как сумму мгновенных подач q_i каждого поршня. При одинаковых поршнях получаем

$$Q = \sum q_i = S_{\Pi} \sum v_i. \quad (3.36)$$

Для машин однократного действия с учетом формул (3.28), (3.29) и (3.35), переходя к безразмерной подаче, в общем случае будем иметь

$$\bar{Q} = Q/q_{\max} = \sum_{i=1}^{z_i} (\sin \varphi_i \pm \lambda \sin 2\varphi_i), \quad (3.37)$$

где z_{Π} — число рабочих камер, соединенных в данный момент времени с полостью нагнетания.

Малая в большинстве случаев величина λ отражает влияние наклона оси шатуна (угол β на рис. 3.1 и 3.6, *a*) на «основное» перемещение поршня, а знак перед λ зависит от ориентации рабочих камер относительно принятой системы координат.

$$\left. \begin{aligned} \bar{Q} &= \frac{\cos[\varphi - \pi/(2z)]}{2 \sin[\pi/(2z)]} \pm \lambda \frac{\sin(2\varphi - \pi/z)}{2 \cos(\pi/z)} \quad \text{и } \delta \text{е } 0 < \varphi < \pi/z; \\ \bar{Q} &= \frac{\cos[\varphi - 3\pi/(2z)]}{2 \sin[\pi/(2z)]} \pm \lambda \frac{\sin(2\varphi - 3\pi/z)}{2 \cos(\pi/z)} \quad \text{и } \delta \text{е } \pi/z < \varphi < 2\pi/z. \end{aligned} \right\} \quad (3.39)$$

В качестве величины, обезразмеривающей подачу гидромашин, принимается амплитудное значение «основной» подачи из одной рабочей камеры q_{\max} . Для аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком $q_{\max} = S_1 R_0 \Omega \sin \gamma$; то же, с наклонным диском $q_{\max} = S_1 R_0 \Omega \operatorname{tg} \gamma$, а для радиально-поршневой гидромашины $q_{\max} = S_1 e \Omega$.

При равномерном расположении в блоке цилиндров рабочих камер со сдвигом по фазе, равным $2\pi/z$, их число, которое со-

единено в данный момент времени с полостью нагнетания, зависит от того, четное или нечетное общее число камер z . При четном числе камер с полостью нагнетания постоянно соединено $z_i = z/2$ камер в течение всего периода, равного $2\pi/z$, и в этом случае сумма [см. формулу (3.36)], определяющая мгновенное значение подачи при $z > 2$, равна

$$\bar{Q} = \cos(\varphi - \pi/z) / \sin(\pi/z). \quad (3.38)$$

Как видно из приведенного уравнения, суммарная подача насоса при четном числе поршней не зависит от параметра λ , а ее график показан на рис. 3.10, *a*.

При нечетном числе поршней с полостью нагнетания в пределах полного периода $2\pi/z$ будет сообщаться различное число камер. В пределах $0 < \varphi < \pi/z$ их число равно $z_i = (z+1)/2$, а при $\pi/z < \varphi < 2\pi/z$ их будет $z_i = (z-1)/2$. В соответствии с этим сумма, определяющая мгновенное значение подачи [см. формулу (3.36)], равна

При нечетном числе поршней параметр λ влияет на суммарную подачу, и ее график показан на рис. 3.10, *б* сплошной линией (пунктиром показан график при $\lambda = 0$).

Располагая данными о мгновенной подаче, можно определить коэффициент ее неравномерности в соответствии с формулой (3.9): при четном числе камер

$$\sigma_Q = \frac{\pi}{z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} \approx \frac{5}{z^2}, \quad (3.40)$$

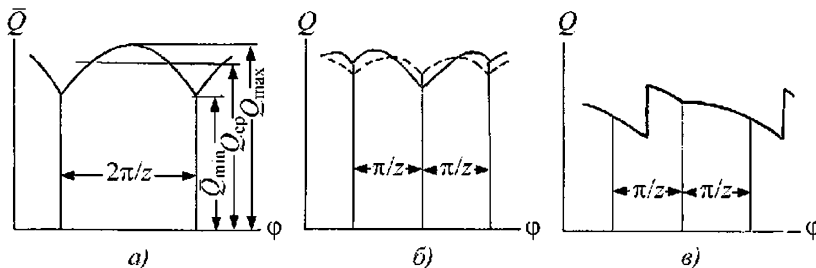


Рис. 3.10. Графики идеальной подачи машин однократного действия:

a — при четном числе поршней; *б* — при нечетном числе поршней; *в* — при фазовом регулировании

а при нечетном

$$\sigma_Q \approx \frac{\pi}{2z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \left(1 + \lambda \frac{\operatorname{tg}(\pi/z)}{\operatorname{tg}(\pi/4z)} \right). \quad (3.41)$$

Последняя формула чаще приводится в литературе при значении $\lambda = 0$, и тогда

$$\sigma_Q = \frac{\pi}{2z} \operatorname{tg} \frac{\pi}{4z} \approx \frac{1,25}{z^2}.$$

При сравнении приведенных выражений видно, что в случае нечетного числа поршней подача более равномерная.

При фазовом регулировании, как отмечалось ранее, существенно увеличивается неравномерность подачи. На рис. 3.10, в представлен график подачи насоса, схема которого приведена на рис. 3.9. При девяти цилиндрах и регулировании рабочего хода от $h_p = 0,9h_i$ до $h_p = 0,1h_i$, где $h_i = 2R_0 \operatorname{tg} \gamma$ — полный ход поршня, коэффициент неравномерности подачи σ_Q увеличивается от 22 до 210 %. Следует отметить, что при амплитудном регулировании неравномерность подачи не изменяется.

Действительная подача отличается от идеальной и тем больше, чем выше давление, при котором работает гидромашина. В первую очередь это связано со сжимаемостью жидкости, что проявляется при переходе рабочей камеры от одной полости к другой, когда происходит резкое изменение давления в камере. Такой переход камеры от одной полости к другой получил название «процесс коммутации», и он заметно влияет на рабочий процесс гидромашин в целом.

При изучении этого процесса прежде всего представляют интерес изменения расхода и давления как в отдельной рабочей камере, так и во всей машине. График изменения давления в рабочей камере называют *индикаторной диаграммой*. Причем в зависимости от того, какая величина принимается в качестве аргумента, различают так называемые разомкнутую и замкнутую диаграммы.

В первом случае аргументом служит время или угол поворота вала, а во втором — перемещение поршня или объем камеры. Последний вариант интересен еще и в том плане, что площадь, ограниченная замкнутой диаграммой, в определенном масштабе равна работе, которую совершает поршень, и это используется при анализе составляющих потерь энергии в гидромашине.

В экспериментальном плане более отработаны методы измерения давления как непосредственно в рабочей камере, так и на входе и выходе из машины. Непосредственное измерение расхода, учитывая наличие высокочастотных составляющих пульсаций, практически неосуществимо. Достоверность суждений о колебании расхода по известному колебанию давления требует определенной осторожности в плане анализа модели, на основании которой устанавливается связь между этими величинами.

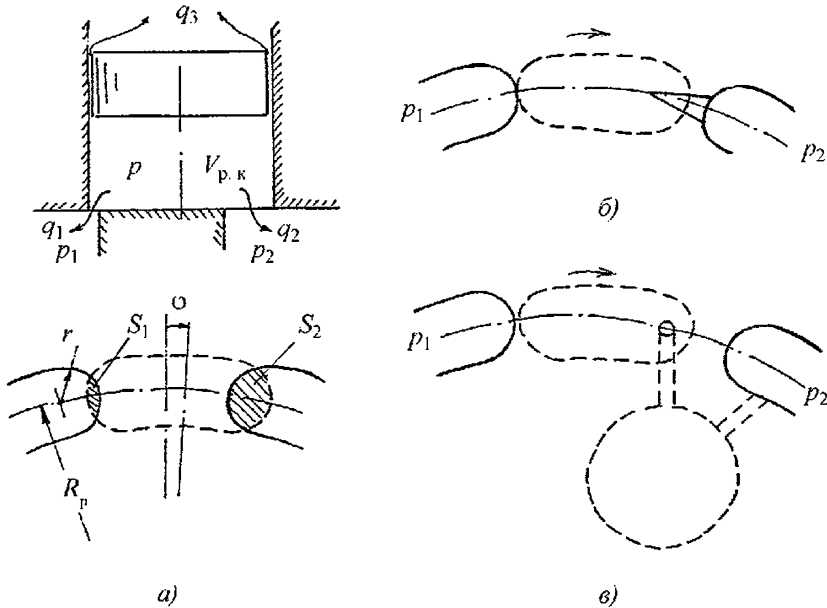
Интерес к изучению индикаторных диаграмм обусловлен тем, что давление в рабочих камерах определяет величину и характер сил, действующих в гидромашине, а следовательно, и шум, вибрацию, нагрузки на элементы конструкции, в том числе и на ее регулирующем органе.

При использовании аналитических методов по расчету индикаторных диаграмм встает вопрос о математической модели, которая описывает происходящие в машине процессы. Вид и сложность такой модели зависит в свою очередь от того, какие модели применяются для описания движения жидкости — сжимаемая или несжимаемая жидкость, с сосредоточенными или распределенными параметрами, с учетом или без учета инерции, квазистационарная или нестационарная модель потерь. Причем эти вопросы решаются по-разному при описании следующих моментов:

- поведения рабочей среды в камере;
- описания процесса втекания или вытекания жидкости из рабочей камеры;
- предположения о постоянстве или переменности давления в полостях гидромашин.

Если давление полагается переменным, то возникает задача об его определении, что требует учета внешней по отношению к гидромашине гидравлической системы со всеми появляющимися при этом проблемами. Если же давление в полостях принимается постоянным, то, во-первых, вопрос о гидросистеме вообще не возникает, а, во-вторых, процессы, происходящие в рабочих камерах, взаимно независимы, что позволяет решать задачу только для одной изолированной камеры.

Выбор той или иной математической модели следует увязывать с теми задачами, которые предполагается решать. Так, напри-


Рис. 3.11. Схемы золотниковой системы распределения:

a — расчетная; *б* — распределителя с дросселирующей канавкой; *в* — распределителя с промежуточным объемом

мер, для определения силы на регулирующем органе гидромашин достаточно знать лишь начальную картину изменения давления в рабочей камере. Последующее изменение давления в камере, сопровождающееся коммутационными и высокочастотными колебаниями, не оказывает заметного влияния вследствие фильтрующих свойств (наличия значительной массы) самого регулирующего органа.

В более простом варианте математической модели процесса коммутации жидкость в рабочей камере рассматривается сжимаемой, а давление p по всему объему камеры одинаковым. При этих условиях изменение давления в рабочей камере описывается обыкновенным дифференциальным уравнением первого порядка:

$$\frac{dp}{dt} = \Omega \frac{dp}{d\varphi} = -\frac{B(p)}{V_{\delta,\epsilon}(\varphi)} \left[\Omega \frac{dV_{\delta,\epsilon}(\varphi)}{d\varphi} + \sum q_i \right], \quad (3.42)$$

где $B(p)$ — объемный модуль упругости жидкости, в общем случае зависящий от давления; $V_{\delta,\epsilon}(\varphi)$ — объем камеры, характер изменения которого определяется кинематикой рабочих органов гидромашин; q_i — объем-

ный расход жидкости, вытекающей (расход втекающей жидкости имеет отрицательный знак) из рабочей камеры по i -му направлению.

Применительно к золотниковой системе распределения, схематично изображенной на рис. 3.11, *a*, это могут быть утечки (q_3) или расходы жидкости, поступающие в полости гидромашин (q_1 и q_2), величины которых зависят от многих факторов: давления в рабочей камере и полостях гидромашин, геометрических размеров каналов, по которым протекает жидкость, ее вязкости.

То, что на рис. 3.11, *a* изображен вариант, когда рабочая камера одновременно соединена с обеими полостями, следует рассматривать как обобщенную расчетную схему. Хотя это может быть в случае распределителя с так называемым отрицательным перекрытием, при котором окно в блоке цилиндров имеет больший размер, чем перемычка в распределителе. В противном случае говорят о распределителе с положительным перекрытием. И, как теоретический вариант, при равенстве указанных размеров — о распределителе с нулевым перекрытием.

В общем случае уравнение (3.42) решается численными методами. В некоторых част-

ных случаях при соответствующих допущениях можно получить решение в более удобной для анализа аналитической форме.

Для насоса с клапанной системой распределения (см. рис. 3.1) при постоянном значении модуля упругости жидкости, без учета инерции клапанов и герметичности рабочей камеры ($\Sigma q_i = 0$); изменение давления в рабочей камере, которое обусловлено только изменением объема камеры вследствие перемещения поршня, описывается следующими уравнениями:

$$p = p_1 + \frac{B}{1 + k_1} \sin^2(\varphi/2),$$

а при обратном переключении — от полости нагнетания к полости всасывания

$$p = p_2 - \frac{B}{k_1} \cos^2(\varphi/2).$$

Графики изменения давления и подачи для одной рабочей камеры показаны на рис. 3.12, а, где заштрихованная площадь на графике подачи представляет собой в соответствующем масштабе деформационный объем $\Delta V_{сж}$, который был определен ранее [см. формулу (3.16)]. Протяженность участков нарастания θ_1 и спада θ_2 давления

по углу поворота вала определяется из уравнений

$$\theta_1 = 2 \arcsin \sqrt{\frac{(p_2 - p_1)(1 + k_1)}{B}};$$

$$\theta_2 = 2 \arcsin \sqrt{\frac{(p_2 - p_1)k_1}{B}}.$$

Пример: Трехпоршневой насос (см. рис. 3.1) с клапанной распределением работает на масле, модуль упругости $B = 1400$ МПа, коэффициент мертвого объема $k_M = 0,5$ развивает давление 40 МПа. При этих данных угол $\theta_1 = 23,9^\circ$ и коэффициент неравномерности подачи увеличиваются по сравнению с идеальным случаем от 13,9 до 45 %, а коэффициент подачи, учитывающий ее уменьшение только из-за сжимаемости жидкости, равен $k_Q = 0,957$.

При золотниковой системе распределения нарастание (или спад) давления в рабочей камере обусловлено двумя факторами: изменением объема камеры вследствие движения поршня и втеканием (или вытеканием) жидкости через распределитель (расходы q_1 и q_2 на рис. 3.11, а). В более простом варианте эти расходы определяются как при истечении жидкости через отверстие при установившемся движении

$$q_i = \mu_i S_i(\varphi) \sqrt{2|p - p_i/\rho} \cdot \text{sign}(p - p_i), \quad (3.43)$$

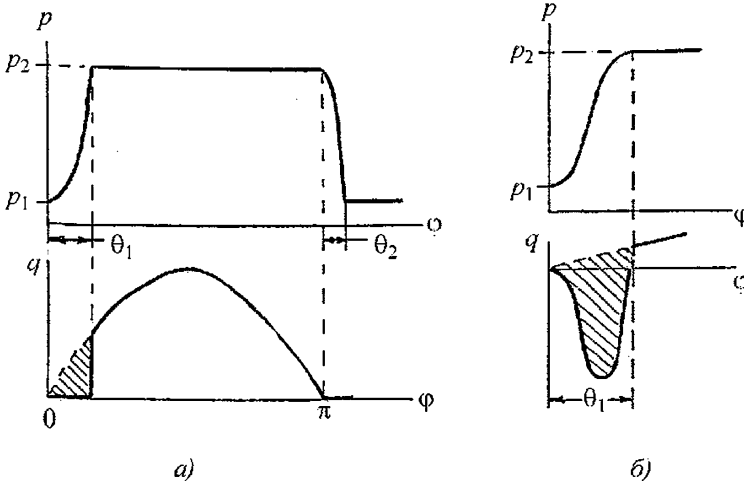


Рис. 3.12. Графики изменения давления и подачи в камере поршневого насоса: а — при клапанной системе распределения; б — при золотниковой системе распределения

где μ_i — коэффициент расхода; $S_i(\varphi)$ — площадь проходного сечения отверстия, через которое рабочая камера сообщается с i -й полостью машины; ρ — плотность жидкости; φ — угол поворота вала.

Возможность получить решение уравнения (3.42) в аналитической форме при золотниковой системе распределения кроме отмеченных выше допущений о постоянстве модуля объемной упругости жидкости и отсутствии утечек обусловлена видом функции $S(\varphi)$, которая зависит от конфигурации распределителя.

Для формы окон в блоке и распределителе в виде окружностей, как показано на рис. 3.11, а, происходит сравнительно быстрое нарастание площади отверстия S , и уже при давлении >10 МПа деформация жидкости в рабочей камере на $\sim 90\%$ осуществляется путем втекания (вытекания) жидкости.

Это обстоятельство позволяет в первом приближении исключить из рассмотрения движение поршня ($dV_{\delta, \varepsilon} / d\varphi \approx 0$). Аппроксимируя зависимость изменения площади отверстия в виде степенной функции $S(\varphi) \approx 1,22 R_{\delta} \sqrt{R_{\delta} r} \cdot \varphi^{1,5}$, где R_p и r — геометрические размеры (см. рис. 3.11, а), для распределителя с нулевым перекрытием в интервале $0 < \varphi < \theta_1 = \beta^{-0,4}$, на котором происходит выравнивание давления, получаем

$$\left. \begin{aligned} p &= p_1 + (p_2 - p_1) \beta \varphi^{2,5} (2 - \beta \varphi^{2,5}); \\ q_2 &= Q_x \varphi^{1,5} (1 - \beta \varphi^{2,5}), \end{aligned} \right\} \quad (3.44)$$

где $Q_x = 1,72 \mu R_p \sqrt{R_p r} \sqrt{(p_2 - p_1) / \rho}$ — некоторый «характерный расход»; $\beta = Q_x / (5 \Omega \Delta V_{сж})$ — безразмерный параметр [здесь $\Delta V_{сж}$ — объем сжатия, определяемый по формуле (3.16)].

На рис. 3.12, б показаны графики изменения давления и расхода жидкости q_2 втекающей в рабочую камеру, где заштрихованная площадь представляет собой в соответствующем масштабе объем сжатия $\Delta V_{сж}$, а его максимальное значение

$$(q_2)_{\max} = 0,347 Q_x \beta^{-0,6}.$$

Для распределителей с нулевым перекрытием и формой окон в виде окружностей характерны резкое изменение давления в рабочей камере и большие пульсации расхода — $(q_2)_{\max}$, соизмеримые с подачей насоса, кото-

рые происходят в пределах небольшого интервала по углу поворота вала: $\theta_1 \approx 4 \dots 6^\circ$.

Некоторого уменьшения величины пульсации подачи благодаря растягиванию процесса выравнивания давления (увеличению угла θ_1) удастся достигнуть с помощью конструктивных специальных мероприятий, среди которых можно отметить следующие: применение специальных дроселирующих канавок, расположенных на перемычке распределителя, через которые осуществляется постепенное подсоединение рабочей камеры при ее переходе от одной полости к другой (рис. 3.11, б); подсоединения рабочей камеры сначала к промежуточному объему через небольшое отверстие на перемычке и только потом уже к соответствующей полости (рис. 3.11, в).

Следует отметить, что при растягивании процесса изменения давления в рабочей камере изменяется также и картина силовых факторов, действующих в механизме гидромашины. Так, например, это может привести к существенному увеличению силы на регулирующем органе насоса.

Изучение процессов изменения расхода $q(\varphi)$ и давления $p(\varphi)$ для одной рабочей камеры представляет интерес в том плане, что это позволяет получить результирующие характеристики для гидромашины в целом. К таким характеристикам относятся суммарная подача $Q = \sum q_i$ и суммарные силовые факторы, действующие в механизме машины. Например, для гидромашины с наклонным диском (см. рис. 3.8) на блок цилиндров от сил T_{δ} действуют суммарные: сила по оси OY — $T_Y = S_1 \operatorname{tg} \gamma \sum p(\varphi_i)$ и моменты относительно оси OX — $M_{OX} = S_1 R_u \operatorname{tg} \gamma \sum p(\varphi_i)$ и оси OZ — $M_{OZ} = S_1 R_{\delta} \operatorname{tg} \gamma \sum p(\varphi_i) \cos \varphi_i$.

В результате суммирования при условии, что происходящие в рабочих камерах процессы идентичны и сдвинуты относительно друг друга по фазе на угол $2\pi / z$, получаются кусочные функции, в общем случае с периодом $2\pi / z$. Для представления этих функций в виде гладких на всем интервале изменения аргумента — угла поворота φ можно использовать тригонометрические ряды Фурье. Нахождение этих рядов составляет задачу гармонического анализа, результаты которого наглядно могут быть показаны в виде спектральных диаграмм (в данном случае линейчатых).

Из сказанного следует, что при нахождении результирующих функций приходится иметь дело с вычислением сумм трех ти-

пов: $F(\varphi) = \sum f(\varphi_i)$; $F^S(\varphi) = \sum f(\varphi_i) \sin \varphi_i$ и $F^C(\varphi) = \sum f(\varphi_i) \cos \varphi_i$, где в общем случае под $f(\varphi_i)$ подразумевается либо функция $q(\varphi_i)$, либо функция $p(\varphi_i)$, а множители, стоящие перед знаком суммы, не имеют значения при вычислении самих сумм. Функции $q(\varphi)$ и $p(\varphi)$ могут быть получены как аналитическим, так и экспериментальным путем.

Условимся суммарные функции и коэффициенты при их разложении в ряд Фурье обозначать прописными буквами, а для функций, описывающих процессы в одной индивидуальной рабочей камере, — строчными. Тогда, зная разложение в ряд Фурье индивидуальной функции с периодом 2π (коэффициенты a_k и b_k)

$$f(\varphi) \approx a_0 / 2 + \sum (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi),$$

достаточно просто найти ряды Фурье для указанных выше суммарных функций:

$$F(\varphi) \approx A_0 / 2 + \sum (A_k \cos k\varphi + B_k \sin k\varphi);$$

$$F^S(\varphi) \approx A_0^S / 2 + \sum (A_k^S \cos k\varphi + B_k^S \sin k\varphi);$$

$$F^C(\varphi) \approx A_0^C / 2 + \sum (A_k^C \cos k\varphi + B_k^C \sin k\varphi),$$

где коэффициенты разложения находятся по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} A_k &= \sum a_k; & B_k &= \sum b_k; \\ A_0^S &= \sum b_1 / 2; & A_k^S &= \sum (b_{k+1} - b_{k-1}) / 2; & B_k^S &= \sum (a_{k-1} - a_{k+1}) / 2; \\ A_0^C &= \sum a_1 / 2; & A_k^C &= \sum (a_{k+1} + a_{k-1}) / 2; & B_k^C &= \sum (b_{k-1} + b_{k+1}) / 2, \end{aligned} \right\} \quad (3.45)$$

но только для k , кратного \sum ! То есть в разложении суммарных функций присутствуют гармоники, лишь кратные числу рабочих камер \sum .

Пример: для аксиально-поршневой гидромашин (см. рис. 3.8) при идеализированном рабочем процессе выполнить указанные разложения подачи Q и силовых факторов — силы T_Y и моменты M_{OX} и M_{OZ} для числа рабочих камер \sum , равных, например, 6 и 7.

В безразмерной форме функции, которые описывают изменение расхода и давления в одной рабочей камере при идеализированном рабочем процессе, а также их разложения в ряд имеют следующие выражения (графики этих функций представлены на рис. 3.12, а, если положить θ_1 и θ_2 равными нулю):

$$\bar{q}(\varphi) = \begin{cases} \sin \varphi & \text{при } 0 < \varphi < \pi \\ 0 & \text{при } \pi < \varphi < 2\pi \end{cases} \approx$$

$$\approx \frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \varphi - \frac{2}{\pi} \left(\frac{\cos 2\varphi}{1 \cdot 3} + \frac{\cos 4\varphi}{3 \cdot 5} + \frac{\cos 6\varphi}{5 \cdot 7} + \dots \right);$$

$$\bar{p}(\varphi) = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 < \varphi < \pi \\ 0 & \text{при } \pi < \varphi < 2\pi \end{cases} \approx$$

$$\approx \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \left(\frac{\sin \varphi}{1} + \frac{\sin 3\varphi}{3} + \frac{\sin 5\varphi}{5} + \dots \right).$$

Тогда для шести рабочих камер имеем

$$\bar{Q}(\varphi) \approx \frac{6}{\pi} - \frac{2 \cdot 6}{\pi} \left(\frac{\cos 6\varphi}{5 \cdot 7} + \frac{\cos 12\varphi}{11 \cdot 13} + \dots \right);$$

$$\bar{T}_Y = 3;$$

$$\bar{M}_{OX}(\varphi) \approx \frac{2}{\pi} \frac{6}{2} + \frac{2 \cdot 6}{\pi \cdot 2} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{1}{7} - \frac{1}{5} \right) \cos 6\varphi + \left(\frac{1}{13} - \frac{1}{11} \right) \cos 12\varphi + \dots \right] =$$

$$= \frac{6}{\pi} - \frac{2 \cdot 6}{\pi} \left(\frac{\cos 6\varphi}{5 \cdot 7} + \frac{\cos 12\varphi}{11 \cdot 13} + \dots \right);$$

$$\bar{M}_{OZ}(\varphi) \approx \frac{2}{\pi} \frac{6}{2} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{1}{5} + \frac{1}{7} \right) \sin 6\varphi + \left(\frac{1}{11} + \frac{1}{13} \right) \sin 12\varphi + \dots \right] =$$

$$= \frac{6}{\pi} \left(\frac{12}{5 \cdot 7} \sin 6\varphi + \frac{24}{11 \cdot 13} \sin 12\varphi + \dots \right),$$

а для семи камер

$$\bar{Q}(\varphi) \approx \frac{7}{\pi} - \frac{2 \cdot 7}{\pi} \left(\frac{\cos 14\varphi}{13 \cdot 15} + \frac{\cos 28\varphi}{27 \cdot 29} + \dots \right);$$

$$\bar{T}_Y(\varphi) \approx \frac{7}{2} + \frac{2 \cdot 7}{\pi} \left(\frac{\sin 7\varphi}{7} + \frac{\sin 21\varphi}{21} + \dots \right);$$

$$\bar{M}_{OX}(\varphi) \approx \frac{7}{2} \frac{2}{\pi} + \frac{2 \cdot 7}{\pi \cdot 2} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{1}{15} - \frac{1}{13} \right) \cos 14\varphi + \left(\frac{1}{29} - \frac{1}{27} \right) \cos 28\varphi + \dots \right] =$$

$$= \frac{7}{\pi} - \frac{2 \cdot 7}{\pi} \left(\frac{\cos 14\varphi}{13 \cdot 15} + \frac{\cos 28\varphi}{27 \cdot 29} + \dots \right);$$

$$\bar{M}_{OZ}(\varphi) \approx \frac{7}{2} \frac{2}{\pi} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{1}{13} + \frac{1}{15} \right) \sin 14\varphi + \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{29} \right) \sin 28\varphi + \dots \right] =$$

$$= \frac{7}{\pi} \left(\frac{28}{13 \cdot 15} \sin 14\varphi + \frac{56}{27 \cdot 29} \sin 28\varphi + \dots \right).$$

Сравнивая приведенные разложения, видим, что при нечетном числе камер спектральные характеристики (кроме силы T_y) более благоприятные, чем при четном. Можно еще раз отметить, что при идеализированном рабочем процессе изменения подачи Q и вращающего момента $M_{ОХ}$ имеют одинаковый характер, о чем свидетельствует идентичность соответствующих рядов.

С вопросами конструирования и расчета поршневых гидромашин можно более подробно ознакомиться в работах [3.2–3.9].

3.4. КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Рассмотрим конкретные конструкции поршневых гидромашин, которые получили наибольшее распространение как у нас в стране, так и за рубежом [3.4, 3.5, 3.7, 3.10, 3.11].

Широкое применение в объемных гидروприводах получили аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском ряда 20, разработанные фирмой Sundstrand Hydraulics (США) и выпускаемые по лицензиям в ФРГ (фирма Sauer-Danfoss), в Украине Кировоградским заводом «Гидросила» и в России (ОАО «Салаватгидромаш»). Кинематическая схема этих гидромашин представлена на рис. 3.8.

Ряд состоит из регулируемого насоса, регулируемого и нерегулируемого гидромоторов восьми типоразмеров, основные характеристики которых приведены в табл. 3.1. Качающий узел гидромашин одного размера унифицирован. Отличаются только распределители насоса и гидромотора.

Минимальная частота вращения насосов 500 мин⁻¹, максимальный угол наклона диска 18°, давление, МПа, номинальное 21, максимальное 42.

На рис. 3.13 изображен нерегулируемый гидромотор с наклонным диском. Стальной блок цилиндров 6 с примыкающим к нему латунным накладным дном 10 опирается через шлицевое соединение на вал 1, передавая нагрузку на подшипники 18 и 13. Уплотнение вала на рисунке не показано. Подшипник 18 и опора 17 наклонного диска 2 расположены в корпусе 19, а подшипник 13 — в крышке 12. В блоке размещено девять поршней 15 с гидростатическими опорами 16, прижимаемыми к диску 2 шестью пружинами 5, сила которых передается через сферическую втулку 4 и сепаратор 3. Пружина 8 через шайбу 14 прижимает блок 6 к распределителю 11, опирающемуся на крышку 12. Разница сил, создаваемых шестью пружинами 5 и пружиной 8, через шайбу 7 и втулку 9 передается на внутреннее кольцо подшипника 13.

Общий вид регулируемого насоса показан на рис. 3.14. К корпусу 1 примыкают передняя 12 и задняя 9 крышки. На последней винтами закреплен вспомогательный насос 8, соединяемый с помощью специального шипа

3.1. Технические характеристики аксиально-поршневых гидромашин ряда 20 фирмы Sauer-Danfoss (ФРГ)

Характеристика	Типоразмер гидромашин							
	033 (20)	052 (21)	070 (22)	089 (23)	119 (24)	166 (25)	227 (26)	334 (27)
Рабочий объем, см ³ :								
машины	33,3	51,5	69,8	89,0	118,7	165,8	227,3	333,7
вспомогательного насоса	12,30		18,03		18,85	32,80		65,50
по заказу	18,03		12,30		32,80	65,50		—
Частота вращения n_{max} , мин ⁻¹	3800	3500	3200	2900	2700	2400	1890	1670
Момент инерции (без вспомогательного насоса), кг·м ²	0,00434	0,00814	0,01234	0,01777	0,02911	0,05019	0,0868	0,1614
Масса, кг:								
насоса	45	55	63	78	124	164	212	270
гидромотора	30	35	40	47	70	124	152	197

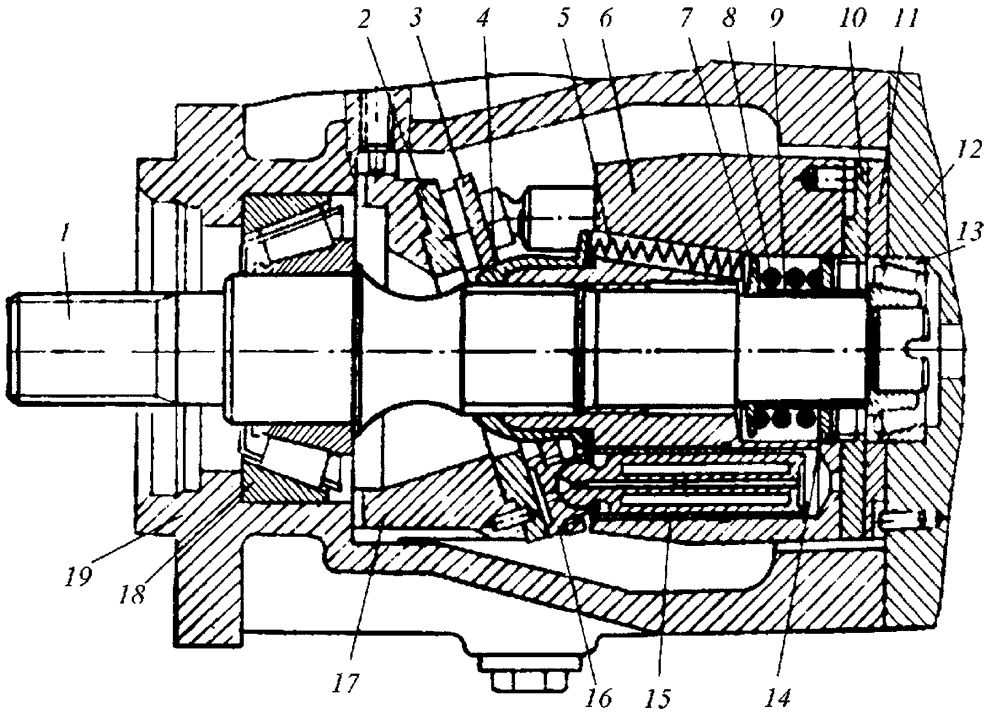


Рис. 3.13. Нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор фирмы Sauer-Danfoss

с валом основного насоса. Корпус во время работы заполнен целиком маслом. Для исключения утечки по валу служит торцевое уплотнение.

Упорное латунное кольцо 14 вращается вместе с валом, контактируя со стальным прижимом 17, гарантированно поджимаемым группой пружин 15, расположенных в отверстиях корпуса уплотнения 18. Штифт 21 препятствует повороту прижима 17, который самоуставливается относительно упорного кольца 14 благодаря деформации резинового кольца 16, а разрезная шайба 19 фиксирует торцевое уплотнение в осевом направлении. Резиновые кольца 13, 16 и 20 уплотняют неподвижные стыки деталей. Отвод (подвод) жидкости от насоса осуществляется через отверстия в задней крышке 9, к которой примыкает распределитель 10.

В диагональной плоскости прямоугольного призматического корпуса насоса 1 расположены два резьбовых отверстия, в которые вворачиваются корпусы 5 гидроцилиндров. В этих цилиндрах находятся поршни 6, связанные шатунами 4 с люлькой 2, где размещен наклонный диск 3. Внутри поршней 6 гидро-

цилиндров установлены пружины 7 нуль-установителя. Вспомогательный насос 8 обеспечивает питание гидросилителя насоса, который состоит из гидрораспределителя 11, размещенного на корпусе насоса 1, и гидроцилиндров 5.

При подаче оператором сигнала на гидрораспределитель жидкость от вспомогательного насоса поступает в один из гидроцилиндров, а другой в это время сообщается со сливом. Перемещаясь, поршень 6 через шатун 4 отклоняет люльку 2, которая поворачивается на двух радиально-упорных конических подшипниках. Поворот люльки изменяет угол наклона диска 3, ход поршня и подачу насоса. Системой рычагов и тяг люлька связана с золотником гидрораспределителя 11 таким образом, что при достижении ею заданного угла наклона золотник возвращается в нейтральное положение и подвод жидкости к гидроцилиндрам прекращается.

Нереверсивный по направлению вращения вала насос по заказу может быть изготовлен с правым или левым вращением, а реверсирование подачи осуществляется путем изменения угла наклона люльки при ее переходе через нулевое положение.

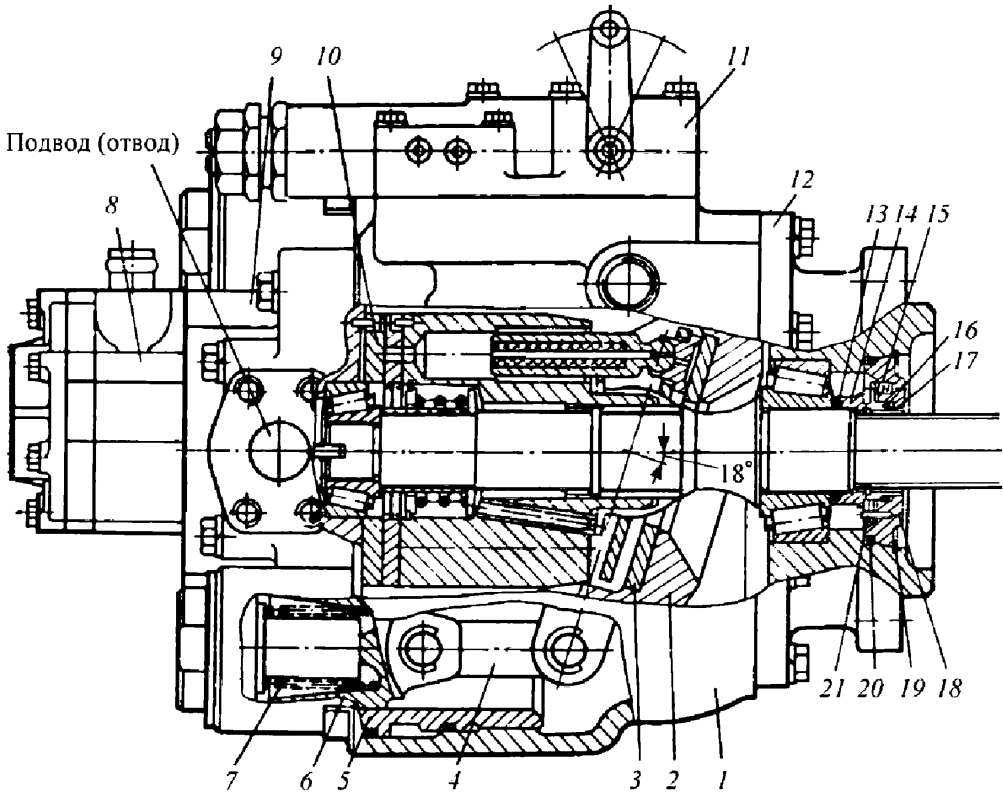


Рис. 3.14. Регулируемый аксиально-поршневой насос фирмы Sauer-Danfoss

Механизм регулирования подачи насоса (рис. 3.15) состоит из гидрораспределителя, гидроцилиндров и механической системы тяг и рычагов. Чтобы отклонить люльку насоса, оператор должен повернуть рычаг управления *A*. При этом торсионная буферная пружина *C* скручивается и золотник *B* смещается из среднего положения. Жидкость от вспомогательного насоса поступает через дроссель *K* в гидроцилиндр *E*. Давление p_2 в нем определяется моментом на люльке насоса и силой пружины в другом гидроцилиндре *G*. Поршень гидроцилиндра *E* перемещает люльку, сжимая пружину гидроцилиндра *G*. Поршень другого цилиндра вытесняет из него жидкость под давлением p_1 через каналы золотника *B* в корпус насоса. Когда люлька займет положение, соответствующее углу поворота ручки управления *A*, рычаг *H* обратной связи переместит золотник *B* в среднее положение.

Дроссель *K* ограничивает расход жидкости на входе в гидрораспределитель и скорость перемещения люльки при быстром повороте

ручки управления. При отсутствии сигнала управления пружина *D* устанавливает золотник *B* в среднее положение. В этом случае гидроцилиндры механизма регулирования соединены с полостью корпуса насоса. Люлька под действием пружин гидроцилиндров *G* и *E* нуль-установителей удерживается в нейтральном положении.

Фирмой Sauer-Danfoss разработаны усовершенствованные аксиально-поршневые гидромашины серии 90, имеющие максимальное давление 48 МПа. Насосы серии 90 выпускаются с рабочим объемом 42...250 см³ и имеют подачу до 650 л/мин. Максимальная установочная мощность насосов достигает 500 кВт. Их технические характеристики приведены в табл. 3.2.

Гидромоторы серии 90 выпускаются с рабочим объемом 30...130 см³. Гидромоторы допускают изменение рабочего объема в соотношении 1:3. Применение регулируемых гидромоторов позволяет существенно расширить диапазон частоты вращения гидропередачи при ограниченной мощности приводного двигателя.

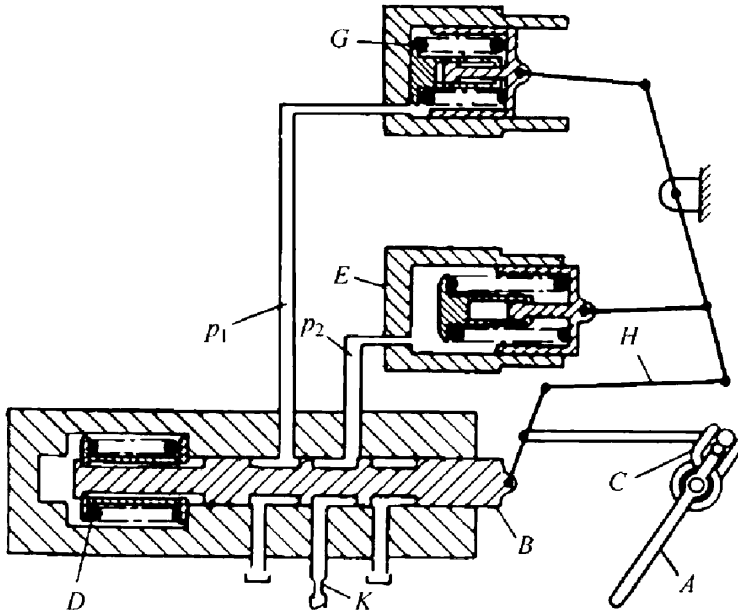


Рис. 3.15. Схема механизма регулирования насоса фирмы Sauer-Danfoss

Гидромашинны серии 90 отличаются пониженной металлоемкостью по сравнению с гидромашинными серии 20 из-за ряда конструктивных изменений. К ним относятся:

- задняя опора вала — подшипник скольжения;
- манжетное уплотнение вала;
- вспомогательный насос — внутренне-го зацепления;
- тонкий распределитель, контактирующий с блоком цилиндров без накладного дна;

– замена пружинного прижима башмаков поршней на ограничитель перемещения сепаратора;

- секторные опоры льюлки на подшипниках скольжения;
- поперечный гидроцилиндр изменения положения льюлки.

На рис. 3.16 показан регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском ряда BPV фирмы Linde Hydraulics (ФРГ). Гидромашинны этой фирмы нашли широкое применение в гидроприводах

3.2. Технические параметры аксиально-поршневых гидромашин ряда 90 фирмы Sauer-Danfoss

Параметр	Типоразмер							
	30	42	55	75	100	130	180	250
Рабочий объем, см ³	30	42	55	75	100	130	180	250
Частота вращения, мин ⁻¹ :								
минимальная	500							
максимальная	4600	4250	3950	3650	3400	2850	2500	
Идеальный относительный момент, Н·м/бар	0,48	0,67	0,88	1,19	1,59	2,07	2,87	3,97
Момент инерции, кг·м ²	0,002	0,0039	0,006	0,0096	0,015	0,023	0,038	0,065
Масса, кг	28	34	40	49	68	88	136	154

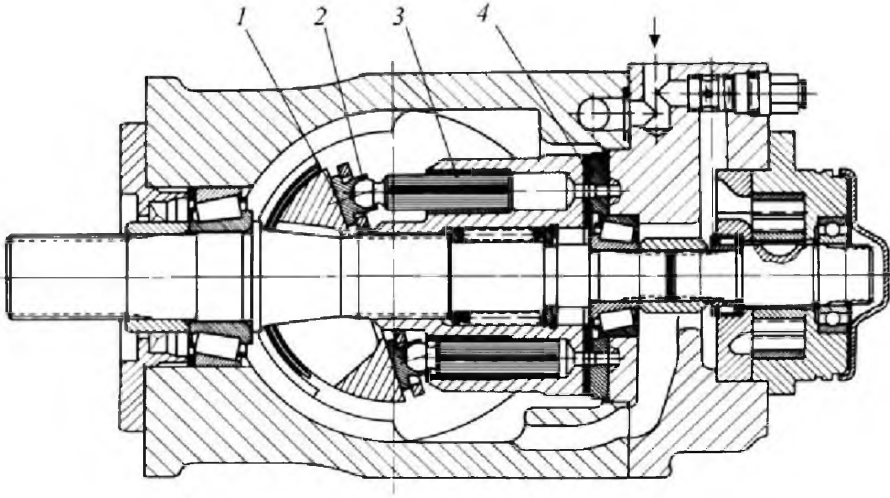


Рис. 3.16. Регулируемый аксиально-поршневой насос BPV фирмы Linde Hydraulics

строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин.

Так же, как и в конструкции насоса фирмы Sauer-Danfoss, блок цилиндров у насосов BPV опирается на вал, а особенностями его конструкции являются следующие.

1. Контакт гидростатических опор 2 с наклонным диском 1 обеспечивается с помощью ограничителей перемещения сепаратора, соединенных с льюлкой насоса. Это позволяет за счет исключения пружинного прижима опор через сферическую втулку снизить механические потери и увеличить диаметр поршней 3 при неизменном наружном диаметре блока цилиндров 4, а следовательно, уменьшить металлоемкость насоса.

2. Секторная конструкция опор льюлки дает возможность повысить ее жесткость и уменьшить габаритные размеры.

3. Гидроусилитель поворота льюлки состоит из четырех гидроцилиндров, примыкающих к углам прямоугольной в плане льюлки; плоского золотника, контактирующего с боковой плоскостью льюлки; подвижного подвода питающей жидкости; коммутационных каналов, выполненных в льюлке. Такое решение, используя пустоты в углах корпуса, уменьшает его габаритные размеры и упрощает реализацию обратной связи на золотнике.

4. Манжетное уплотнение вала упрощает конструкцию этого узла.

5. Расположение клапанной аппаратуры и фильтра в корпусе насоса облегчает возможность использования отдельных насосов фир-

мы в гидроприводах совместно с гидромашинами других изготовителей.

Регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском и блоком цилиндров, опирающимся на вал, типа A4V фирмы Bosch-Rexroth AG (ФРГ) изображен на рис. 3.17. Перечислим особенности этой конструкции.

1. Биметаллический блок цилиндров с наклонными к его оси цилиндрами. Кинематика таких гидромашин несколько отличается от приведенной выше [см. формулы (3.29)] и рассмотрена в работе [3.6]. Наклон цилиндров улучшает условия всасывания, повышает надежность системы распределения, обеспечивает участие центробежных сил поршней в прижиме гидростатических опор к наклонному диску, что позволяет снизить усилие пружин.

2. Сферическая система распределения, обладающая повышенной долговечностью.

3. Применение находящейся вне блока цилиндров тарельчатой пружины для прижима как блока цилиндров, так и гидростатических опор, что уменьшает размеры качающего узла насоса.

4. Секторные опоры льюлки снижают ее габаритные размеры и повышают жесткость по сравнению с конструкцией типа «Sauer» серии 20.

5. Гидроусилитель поворота льюлки содержит один гидроцилиндр, расположенный перпендикулярно к оси вала, что уменьшает размеры корпуса, но увеличивает внешние габаритные размеры насоса.

6. Поршни выполнены цельнометаллическими с центральным отверстием для подвода

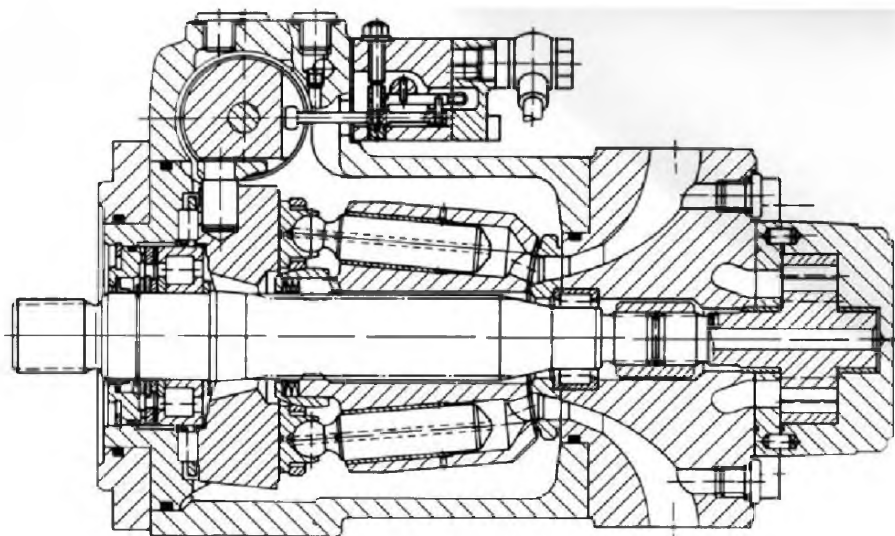


Рис. 3.17. Регулируемый аксиально-поршневой насос фирмы Bosch-Rexroth AG

жидкости к гидростатической опоре, что упрощает их изготовление, но увеличивает массу и, следовательно, силы инерции, действующие со стороны поршней как на блок цилиндров, так и на наклонный диск.

7. Конструкция клапанов позволяет реализовывать в одном аппарате функции предохранительного (при течении в одну сторону) и обратного (при течении в другую сторону) клапанов.

На рис. 3.18 изображен регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском типа P фирмы Denison Hydraulics (США). Эти гидромашины имеют следующие конструктивные особенности.

1. Блок цилиндров опирается на охватывающий его по наружному диаметру подшипник, через который нагрузка с блока сразу передается на корпус, минуя вал. При таком конструктивном решении вал передает только вращающий момент и имеет относительно небольшой диаметр.

2. Контакт гидростатических опор с наклонным диском обеспечивается с помощью ограничителя перемещения сепаратора, соединенного с опорной деталью наклонного диска. Это уменьшает механические потери по сравнению с пружинным прижимом, но расположение ограничителя

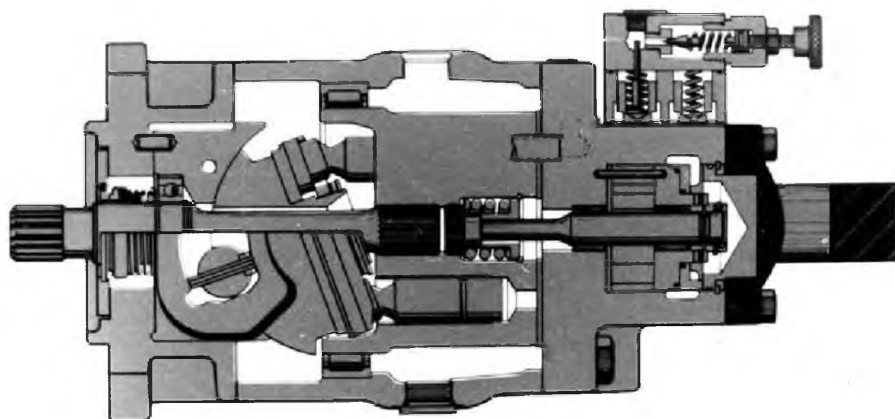


Рис. 3.18. Регулируемый аксиально-поршневой насос фирмы Denison Hydraulics

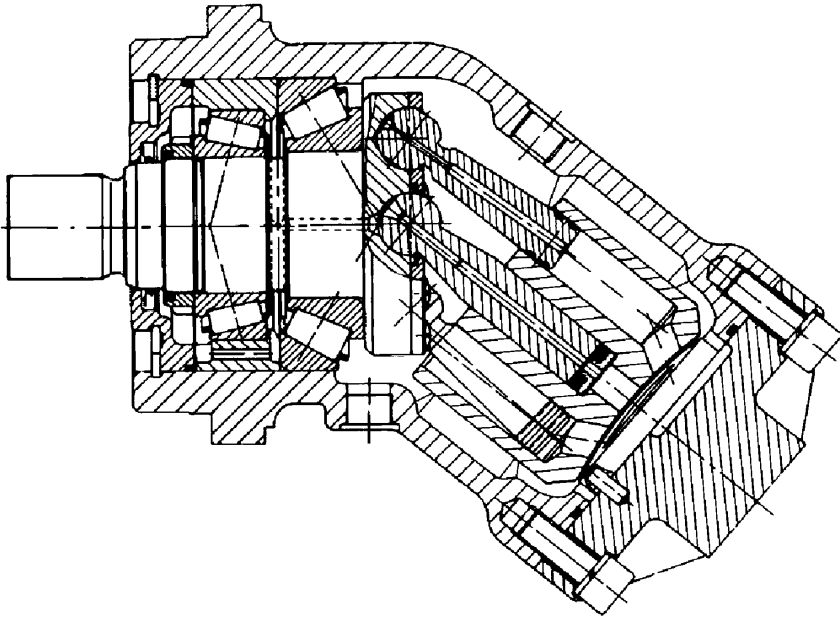


Рис. 3.19. Нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком

внутри сепаратора не позволяет в полной мере реализовать преимущество отсутствия сферической втулки в части возможности увеличения диаметра поршней при неизменном наружном диаметре блока цилиндров. Резервы снижения металлоемкости этих гидромашин особенно велики в связи с небольшим диаметром вала, разгруженного от радиальных сил.

3. Полые поршни упрощают технологию их изготовления, снижают шум гидромашин, но увеличивают объемные потери, связанные со сжимаемостью жидкости.

4. Секторные опоры скольжения люльки уменьшают ее размеры по сравнению с конструкцией типа «Sauer» серии 20 и повышают жесткость.

5. Гидроусилитель поворота люльки с использованием поворотного гидродвигателя сокращает радиальные габаритные размеры насоса и позволяет исключить вредное влияние люфтов в рычажной системе.

6. Осевой вывод каналов основных гидрولينий позволяет снизить гидравлические потери в гидроприводе.

На рис. 3.19 изображен нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком, который выполнен по кинематической схеме, приведенной на рис. 3.6, с ша-

тунным ведением блока, типа A2FM серии 6.1 фирмы Bosch-Rexroth AG (ФРГ). Отличительными особенностями этой конструкции являются следующие.

1. Сферическая система распределения, обладающая повышенной надежностью в связи с лучшими гидродинамическими условиями работы, снижающими колебания блока цилиндров.

2. Биметаллический блок цилиндров с уменьшенной металлоемкостью и повышенной долговечностью.

3. Сферическое поршневое кольцо на шатуне, позволившее исключить поршень, упростить конструкцию, увеличить угол наклона блока цилиндров до 40° и снизить металлоемкость гидромотора.

Аксиально-поршневые гидромашин с наклонным блоком по сравнению с машинами с наклонным диском обладают более высокими объемным (из-за отсутствия гидростатических опор поршней) и механическим (из-за меньших сил трения поршней в цилиндрах блока) КПД и по той же причине более высокий момент срабатывания у гидромоторов.

К недостаткам гидромашин с наклонным блоком следует отнести более сложную конструкцию люльки у регулируемых машин, высо-

кую нагрузку подшипников вала, сложность создания конструкции с проходным валом. Поэтому в гидроприводах часто оптимальным является сочетание регулируемого насоса с на-

клонным диском и нерегулируемого гидромотора с наклонным блоком.

Сравнительные технические параметры рассмотренных выше аксиально-поршневых

3.3. Технические параметры аксиально-поршневых насосов с наклонным диском

Характеристика	Типоразмер			
	100 (серия 90) (Sauer-Danfoss)	A4V 90 (Bosch-Rexroth AG)	BPV 100 (Linde Hydraulics)	P6 (Denison Hydraulics)
Рабочий объем, см ³	100	90	100,3	98
Давление, МПа:				
номинальное	42,0	20,0	25,0	21,0
максимальное	48,0	40,0	42,0	35,0
Частота вращения, мин ⁻¹ :				
номинальная	3300	2320	2000	2250
максимальная	3650	2900	2800	3000
Мощность номинальная, кВт	—	69,6	83,3	77,2
Масса, кг	68	54	59	79,5
Тонкость фильтрации, мкм	10			25
Коэффициент подачи	0,96	0,985	0,97	
КПД	0,91	0,908	0,84	0,89

3.4. Технические параметры аксиально-поршневых гидромоторов с наклонным диском и наклонным блоком

Характеристика	Типоразмер			
	089 (серия 20) (Sauer-Danfoss)	A2FM (Bosch-Rexroth AG)	BMF 105 (Linde-Hydraulics)	M6 (Denison Hydraulics)
Рабочий объем, см ³	89	90	105	98
Давление, МПа:				
номинальное	21,0	20,0	25,0	21,0
максимальное	42,0	40,0	42,0	35,0
Частота вращения, мин ⁻¹ :				
минимальная	50	30	—	
максимальная	2900	3350	3000	
Вращающий момент номинальный, Н·м	298	286	418	328
Масса, кг	47	23	32	47,7
Тонкость фильтрации, мкм	10	25	10	25
Гидромеханический КПД	0,94	0,984	0,98	0,95
Полный КПД	0,90	0,906	0,95	0,93
Относительный момент страгивания	—	0,85	—	0,81

регулируемых насосов и нерегулируемых гидромоторов даны в табл. 3.3 и 3.4.

Радиально-поршневые гидромашины в основном применяются в качестве гидромоторов. Реже используются радиально-поршневые насосы с клапанным распределением, что позволяет развивать высокое давление: до 50...100 МПа. Такие насосы нашли применение главным образом в гидроприводах поступательного движения в кузнечно-прессового оборудования, аппаратов химической и строительной промышленности, испытательных машин, установок для производства синтетических алмазов и т.п.

Конструкция насоса типа НР, разработанная ВНИИ гидроприводом (г. Харьков, Украина), показана на рис. 3.20. Это насос

эксцентрикового типа с клапанным распределением и вспомогательным насосом, конструктивная и кинематическая схемы которого представлены на рис. 3.1 и 3.7, в.

К граням призматического корпуса 1 примыкает пять клапано-поршневых блоков 12, в которых расположены поршни, опирающиеся через гидростатические опоры 10 на кольцо 3, охватывающее сферические подшипники 4. Эти подшипники опираются на эксцентриковую шейку вала 7, установленного в крышках насоса с помощью подшипников 5.

К задней крышке 6 примыкает вспомогательный шестеренный насос внешнего зацепления 8, соединенный с помощью крестообразной муфты 9 с основным валом 7.

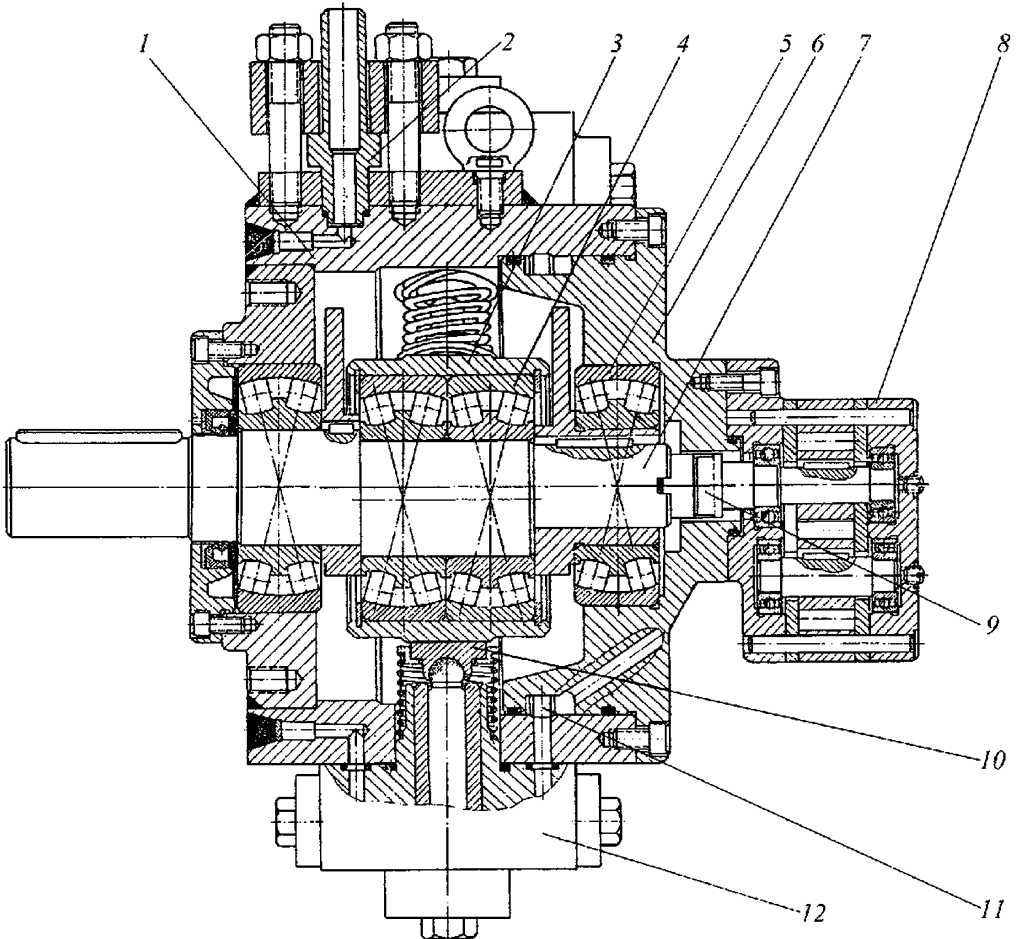


Рис. 3.20. Радиально-поршневой насос эксцентрикового типа

В корпусе 1 выполнены всасывающий 11 и нагнетательный коллекторы с отводными патрубками 2, а также расположен переливной клапан вспомогательного насоса. Давление на входе вспомогательного насоса должно быть $\geq 0,03$ МПа, а на выходе 0,5... 0,8 МПа. Избыток его подачи используется для прокачки полости корпуса основного насоса.

Основные технические параметры насосов типа НР приведены в табл. 3.5.

Насосы типа НР имеют номинальное давление 50 МПа, максимальное 70 МПа, номинальную частоту вращения, мин^{-1} , 1500, минимальную 500, максимальную 2000. Рекомендуемый диапазон вязкости рабочей жидкости 20...500 сСт при фильтрации не хуже 50 мкм.

Выпускаются также регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия с изменяемым эксцентриситетом, выполненные по схеме, приведенной на рис. 3.7, б. Такие насосы обычно комплектуются большим набором регуляторов рабочих параметров.

На рис. 3.21 показаны типовые регулировочные характеристики насосов с регулятором постоянной мощности (рис. 3.21, а) и постоянного давления и расхода (рис. 3.21, б). Их координатами являются относительные величины: мощность $\bar{N} = N / N_{\text{max}}$, подача насоса $\bar{Q} = Q / Q_{\text{max}}$ и давление $\bar{p} = p / p_{\text{max}}$. Настройка регуляторов может осуществляться механическим, гидравлическим и электрическим способами.

3.5. Технические параметры насосов типа НР

Марка насоса	Рабочий объем, см^3	Потребляемая мощность, кВт	КПД, %		Масса, кг
			объемный	полный	
1,6/500	1,6	2,0	75	72	20
2,5/500	2,5	3,5	78	75	24
4/500	4,0	5,6	80		43
6,3/500	6,3	8,6		85	76
10/500	10,0	13,6	79		
16/500	16,0	21,7	92		
25/500	25,0	34	86	77	130
40/500	40,0	53			212

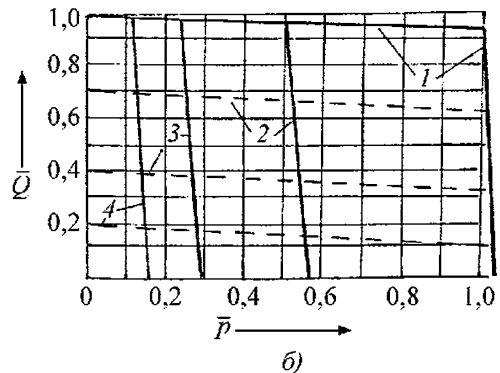
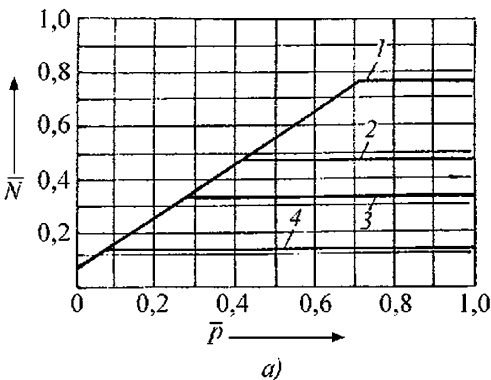


Рис. 3.21. Типовые характеристики насоса с регулятором:

а — постоянной мощности; б — постоянного давления (—) и расхода (---); 1 — максимальные значения; 2, 3 — промежуточные; 4 — минимальные

Подобными и другими регуляторами могут комплектоваться регулируемые насосы и гидромоторы иных типов: аксиально-поршневые и пластинчатые. Применение гидромашин со встроенными регуляторами позволяет упростить создание гидроприводов со специальными требованиями к регулировочным характеристикам.

Радиально-поршневые гидромоторы относятся к низко- и среднеоборотным с большим вращающим моментом [3.4, 3.5]. Давление в этих моторах достигает 45 МПа, частота вращения под нагрузкой 1...4000 мин⁻¹, рабочие объемы 1,7...65 000 см³. Эти машины отличаются высокими объемным и гидромеханическим КПД. Относительный пусковой момент (отношение момента стартирования при номинальном давлении к номинальному моменту) гидромоторов составляет 0,85...0,95.

Радиально-поршневые гидромоторы могут быть регулируемые. Они конкурируют по металлоемкости с аксиально-поршневыми, оборудованными планетарными редукторами. Недостатком радиально-поршневых гидромашин является их более высокая стоимость. Области традиционного применения радиально-поршневых гидромоторов включают горно-добывающие машины, судовые подъемные механизмы, приводы ходовой части мобильных строительных-дорожных, лесных, сельскохозяйственных машин и др.

Важный отличительный признак радиально-поршневых гидромоторов однократного действия — конструкция системы распределения жидкости. Устройства распределения бывают совмещенные с силовым механизмом и раздельные с независимым приводом. По фор-

ме деталей устройства распределения делятся на цапфенные (рис. 3.22, а, б), торцевые (рис. 3.22, в, г) и с цилиндрическим золотником (рис. 3.22, д) [3.4; 3.5].

Наибольшее применение в рассматриваемых гидромоторах нашли устройства распределения цапфенного типа. В этих устройствах цапфа 1 (см. рис. 3.22, а) имеет дугообразные каналы а, сообщающиеся с подводом и отводом гидромотора. Охватывающая цапфу втулка 2 с каналами б вращается относительно цапфы, или наоборот. При этом обеспечивается периодическое сообщение каналов б, связанных с рабочими камерами, с каналами подвода и отвода жидкости. У гидромоторов с силовым механизмом кривошипно-кулисного типа [3.5] цапфенное устройство распределения (см. рис. 3.22, б) состоит из эксцентрика 1, который одновременно является кривошипом вала, и граненой втулки 2. При относительном вращении цапфы 1 и втулки 2 происходит периодическое сообщение каналов б с каналами для подвода и отвода жидкости.

Торцевая система распределения с золотником 1, совершающим движение относительно неподвижной поверхности 2, показана на рис. 3.22, в и г. В первом конструктивном варианте золотник 1 установлен на эксцентриковой шейке вала, а во втором вращается соосно поверхности 2.

Хорошо зарекомендовали себя устройства распределения с цилиндрическим золотником (см. рис. 3.22, д), совершающим возвратно-поступательное движение от специального привода, однако обеспечение надежности их работы обходится дороже, чем других устройств распределения.

Одесский завод «Стройгидравлика» (Украина) по лицензии фирмы Calzoni (Италия)

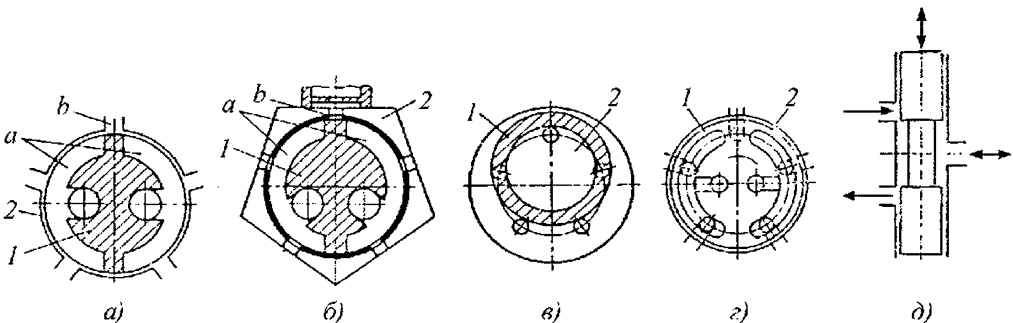


Рис. 3.22. Схемы распределительных устройств радиально-поршневых гидромашин

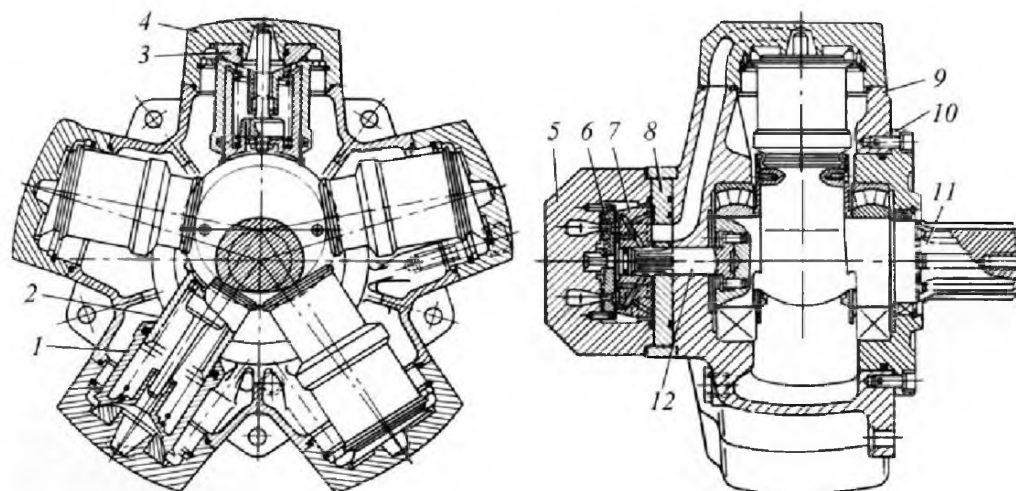


Рис. 3.23. Радиально-поршневой гидромотор типа МР

3.6. Технические параметры гидромоторов однократного действия типа МР завода «Стройгидравлика»

Характеристика	Типоразмер						
	450	700	1100	1800	2800	4500	7000
Рабочий объем, см ³	452	707	1126	1809	2780	4503	6995
Частота вращения, мин ⁻¹ :							
минимальная	1,5						
номинальная	140	120	100	80	60	40	30
максимальная	400	340	280	220	170	120	80
Расход номинальный, л/мин	62	90	119	153	176	192	222
Момент, Н·м:							
максимальный	1600	2520	4020	6480	9940	16 000	25 020
номинальный	1340	2120	3380	5440	8350	13 530	21 020
пусковой	1190	1900	3060	4950	7550	12 300	19 200
Мощность номинальная, кВт	19,3	26,2	34,7	44,6	51,5	55,6	64,7
Приведенный момент инерции, кг·м ²	0,013	0,028	0,051	1,012	1,073	4,008	8,020
Масса, кг	85	105	150	220	320	560	760

выпускает радиально-поршневые гидромоторы однократного действия типа МР (рис. 3.23) [3.10]. Основные характеристики гидромоторов МР приведены в табл. 3.6.

Давление, МПа: номинальное 21, пиковое 32, максимальное в дренажной линии 0,15. КПД при номинальных параметрах равен 0,85. Рекомендуемая вязкость жидкости, сСт, оптимальная 30...40, минимальная 14,

максимальная пусковая 3000. Температура рабочей жидкости $-50...+70$ °С. Тонкость фильтрации 10...25 мкм.

Это гидромоторы кулачкового типа. Устройство распределения жидкости выполнено по схеме, приведенной на рис. 3.22, г. Силовой механизм гидромотора состоит из вала 11 (см. рис. 3.23) со сферическим эксцентриком, поршней 2 со сферическим торцем, цилинд-

ров 1, опирающихся на сферические опоры 3, помещенные в крышки 4, которые закреплены на звездообразном корпусе 9. Опорами вала 11 служат сферические роликовые подшипники, расположенные по обеим сторонам от эксцентрика в корпусе и крышке 10. Устройство распределения имеет вращающийся с помощью валика 12 распределитель 7 и плоские неподвижные диски 6 и 8.

Жидкость, подводимая к гидромотору, через каналы в крышке 5 и устройство распределения, поступает в цилиндры, в которых поршни совершают ход выдвижения. Аналогично осуществляется отвод жидкости из гидромотора при вдвигании поршней в цилиндры.

Основная сила, действующая на эксцентрик, возникает от давления рабочей жидкости на его поверхность, ограниченную кромками поршней. Для исключения заклинивания поршня в цилиндре имеется внутренняя опора поршня, выполненная в виде цилиндрического стержня и втулки. Сниже-

ние трения в контакте поршней с эксцентриком достигается нанесением на него молибденового покрытия. Поршни прижимаются к эксцентрику силами давления рабочей жидкости и пружин и имеют гидростатическую разгрузку в зоне контакта с эксцентриком.

Людиевский агрегатный завод выпускает двухрядные радиально-поршневые гидромоторы однократного действия типа МР-Ф с рабочими объемами от 160...1600 см³, выполненные по схеме с вращающимся кулачком (эксцентриком), показанной на рис. 3.7, в. Номинальное давление 25 МПа, максимальное 32 МПа. Конструкция гидромоторов с рабочим объемом до 400 см³ изображена на рис. 3.24.

Вал гидромотора 5, установленный на конических подшипниках 7, имеет два эксцентрика 4, охваченных специальными подшипниками качения 6, что сильно снижает скорость движения опор поршней относительно поверхности эксцентрика. На наружную обойму под-

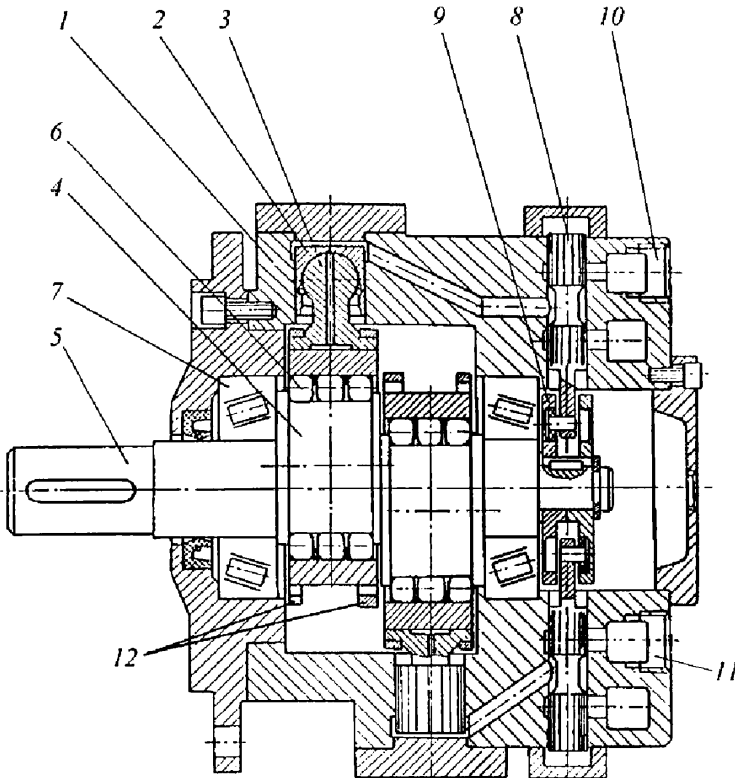


Рис. 3.24. Радиально-поршневой гидромотор типа МР-Ф

шипников опираются гидростатически разгруженные опоры 3, на головках которых размещены поршни 2. Расточки корпуса 1 совместно с поршнями 2 образуют рабочие камеры гидромотора. Устройство распределения жидкости выполнено по схеме с цилиндрическим золотником, изображенным на рис. 3.22, д.

Каждая камера снабжена своим золотником 8, совершающим возвратно-поступательное движение с помощью кулачкового привода 9. Рабочая жидкость подводится и отводится от гидромотора через отверстия 10 и 11, сообщенные кольцевыми каналами с цилиндрическими золотниками. Начальный прижим к эксцентрикам осуществляется фиксирующими кольцами 12 и давлением на выходе, которое должно быть $\geq 0,3$ МПа.

Особенностями конструкции гидромоторов с рабочими объемами от 630 см^3 и выше являются: отсутствие подшипников качения на эксцентриках 4, что ведет к повышению скорости скольжения опор относительно поверхности эксцентрика; наличие цилиндрических вставок в расточках корпуса 1 и размещение распределительных золотников 8 в отдельной крышке. Двухрядная конструкция гидромоторов с оппозитным расположением поршней обеспечивает разгрузку подшипников от радиальных сил, что повышает их долговечность.

Основные характеристики гидромоторов типа МР-Ф приведены в табл. 3.7. Их КПД составляет 0,9, а гидромеханический 0,95. Давление в дренажной линии не должно превышать 0,05 МПа. Момент страгивания для машин с рабочим объемом до 400 см^3 составляет 95 % от номинального, а для больших размеров 85 %. Гидромоторы

должны работать на очищенных от воды, кислот, смол и посторонних частиц размером более 25 мкм минеральных маслах вязкостью 20...500 сСт. Их долговечность 2000...5000 ч.

Фирма Dusterloh Fluidtechnik (ФРГ) выпускает радиально-поршневые гидромоторы однократного действия, выполненные по схеме, показанной на рис. 3.7, в, с давлением до 40 МПа, рабочими объемами 11...5275 см^3 , частотой вращения 2...3000 мин^{-1} , мощностью 9...390 кВт. Гидромоторы производятся как нерегулируемые, так и в регулируемом исполнении. Механизм регулирования эксцентриситета (рис. 3.25) располагается в валу 1 гидромотора и состоит из гидрозамка с обратными клапанами 2, подвижного эксцентрика 3 и вспомогательных поршней 4. Управление механизмом осуществляется гидравлически с помощью внешнего распределителя. Сигнал поступает в один из кольцевых каналов вала 1, а далее через гидрозамок к одному из цилиндров с поршнями 4. Другой цилиндр в это время через гидрозамок соединяется со сливом. При прекращении действия сигнала управления поршень гидрозамка занимает нейтральное положение и обратные клапаны фиксируют положение эксцентрика 3 гидромотора.

Принцип работы гидромоторов многократного действия (см. рис. 3.7, д и е) основан на взаимодействии поршней с направляющей, или кулачком, имеющей волнообразную поверхность, в результате чего за один оборот вала поршни совершают несколько рабочих циклов. Взаимодействие поршней с направляющей осуществляется с помощью катков, с которыми они соединены

3.7. Технические параметры гидромоторов типа МР-Ф

Марка мотора	Рабочий объем, см^3	Частота вращения, мин^{-1}			Расход номинальный, л/мин	Момент номинальный, Н·м	Мощность номинальная, кВт	Масса, кг
		минимальная	номинальная	максимальная				
160/250	160	6	480	600	81	597	29,4	58
250/250	250							
400/250	400		3	300	378	127	1492	45,9
630/250	630	4	199					
1000/250	1000	1,5		240	300	253	3613	89
1600/250	1600	1	150	240	255	5780		

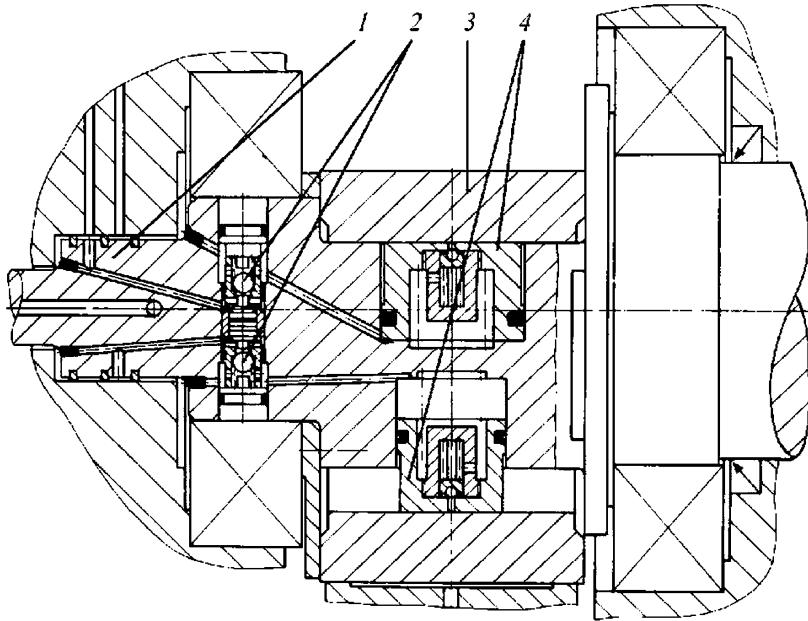


Рис. 3.25. Механизм регулирования подачи

либо непосредственно, либо через траверсу. При подаче жидкости в рабочую камеру поршень прижимает катки к направляющей, что вызывает с ее стороны реакцию, тангенциальная составляющая которой передается на блок цилиндров и создает на нем вращающий момент.

Гидромоторы многократного действия можно разделить: по силовой схеме передачи сил на блок цилиндров; конструкции системы распределения и по возможности изменения рабочего объема. Силы на блок цилиндров могут передаваться непосредственно катками, упирающимися в выступы блока цилиндров, через траверсы между катками и поршнями, а также через поршни. Системы распределения в этих гидромоторах применяют цапфенного или торцевого типа.

Людиновским агрегатным заводом освоен выпуск радиально-поршневых гидромоторов многократного действия типа МР. На рис. 3.26 изображена конструкция базового гидромотора 1МР 2,5 типоразмерного ряда МР. В этих моторах применено цапфенное устройство распределения жидкости. Качающий узел гидромотора образован 14 парами поршней 1, помещенных в блок цилиндров 2 и соединенных траверсами 5,

взаимодействующими через катки 4 с направляющей 3. Подвод и отвод жидкости осуществляются через заднюю крышку. Крепление траверсы 5 в центральных частях поршней 1 позволяет уменьшить перекос поршней в цилиндрах при передаче ими сил на блок цилиндров, однако соединение поршень — цилиндр является высоконагруженным в гидромоторах, имеющих описанную конструктивную схему.

Гидромоторы типа МР имеют номинальное давление 25 МПа, максимальное 32 МПа, минимальную частоту вращения 2 мин⁻¹, относительный момент страгивания достигает 93 %. Основные технические параметры гидромоторов типа МР приведены в табл. 3.8.

Фирма Poclain Hydraulics (Франция) производит радиально-поршневые гидромоторы многократного действия, выполненные по схеме, представленной на рис. 3.7, д. Ею выпускаются гидромоторы двух базовых типов: Н и G4. Гидромоторы изготавливаются с вращающимися блоком цилиндров или корпусом, в обычном и мотор-колесном исполнении, в том числе с дисковым или барабанным тормозом.

На рис. 3.27 изображен гидромотор типа Н в мотор-колесном исполнении с вра-

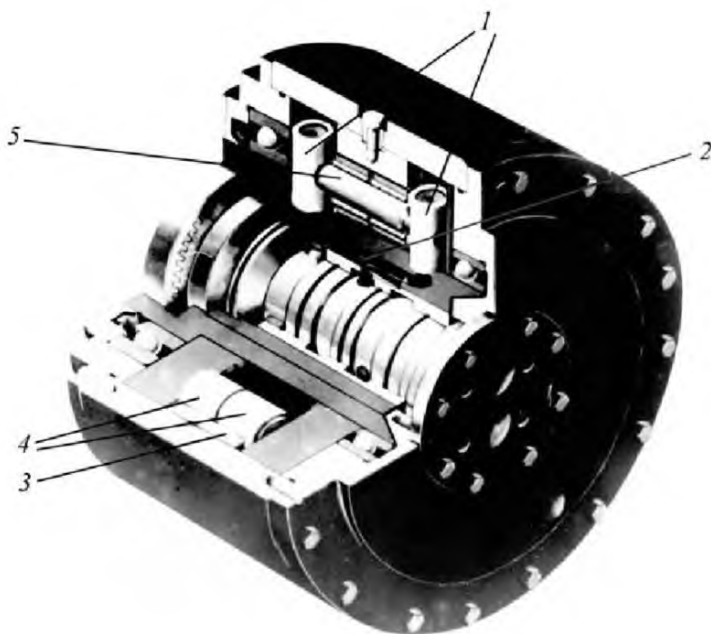


Рис. 3.26. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия типа МР

3.8. Технические параметры гидромоторов многократного действия типа МР ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново Калужской обл.)

Марка гидромотора	Рабочий объем, см ³	Частота вращения максимальная, мин ⁻¹	Момент, Н·м		Мощность номинальная, кВт	Масса, кг
			номинальный	максимальный		
МР 1,0	1000	240	3650	4650	90	135
МР 1,6	1600		5900	7550	145	170
МР 2,5	2500	192	9200	11 800	180	220
МР 4,0	4000	150	14 700	18 800	225	290
МР 6,3	6300		23 000	29 450	355	390
МР 10,0	10 000	120	36 400	46 600	450	550
МР 16,0	16 000	96	58 300	74 600	575	810

шающимся блоком цилиндров. Силы передаются на блок цилиндров 13 боковыми гранями траверс 7, контактирующих с поршнями 8 и катками 5, которые взаимодействуют с направляющей в неподвижном корпусе 6. Устройство распределения торцевого типа. Жидкость к окнам рабочих камер подается от трех коллекторов 10–12. Один из них может соединяться через каналы 9 с половиной рабочих камер, а два других — с одной четвертью каждый.

Гидромотор имеет встроенный гидрораспределитель, позволяющий сообщать со сливным и напорным каналами различные комбинации коллекторов, что эквивалентно ступенчатому изменению рабочего объема гидромотора за счет сокращения числа эффективных ходов. Возможны также вывод из контакта с направляющей всех поршней и свободный ход гидромотора. Это обеспечивается пружинами, соединяющими поршневые группы, а также давлением жидкости в корпусе гидромотора.

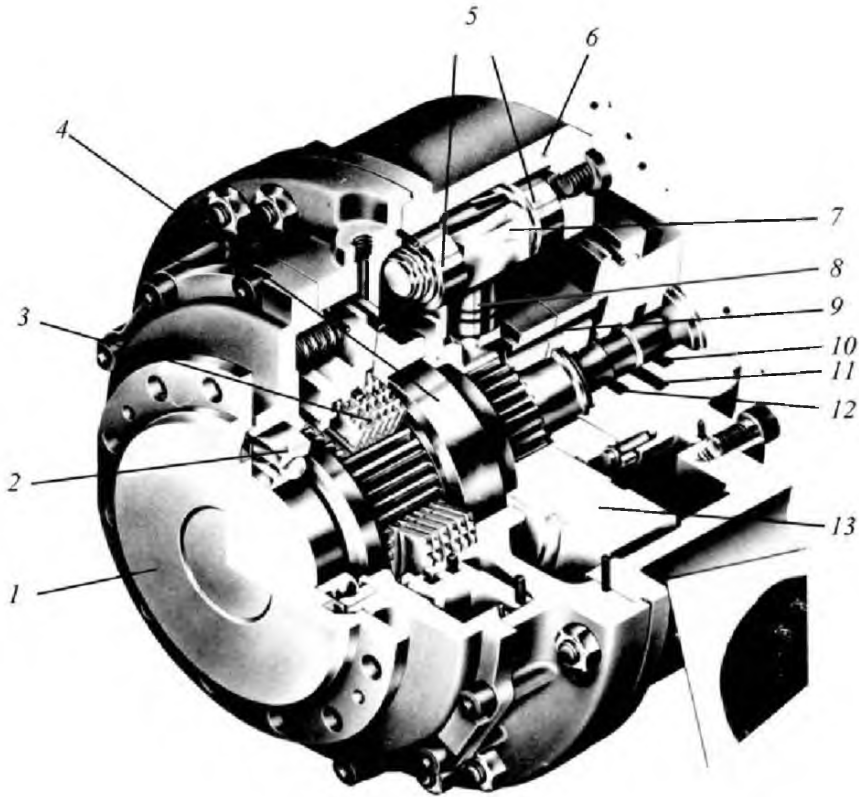


Рис. 3.27. Гидромотор типа Н в мотор-колесном исполнении

Вращение блока цилиндров 13 через шлицевое соединение передается выходному валу 1 с фланцем. Вал 1 опирается на мощные подшипники качения 2 и 4, которые воспринимают значительную радиальную нагрузку от массы приводимого в движение транспортного средства. Нормально замкнутый дисковый тормоз 3 обеспечивает торможение транспортного средства при стоянке и в аварийных ситуациях.

Максимальное давление гидромоторов типа Н составляет 45 МПа. Параметры этих гидромоторов приведены в табл. 3.9.

На рис. 3.28 показана конструкция гидромотора типа G4 фирмы Poclain Hydraulics. Эти гидромоторы являются одной из последних разработок фирмы и имеют иную конструктивно силовую схему, чем моторы типа Н.

3.9. Технические параметры гидромоторов типа Н фирмы Poclain Hydraulics (Франция)

Марка мотора	Рабочий объем V_0 , см ³ (первая ступень/вторая ступень)	Момент идеальный при $p = 45$ МПа и первой ступени, Н·м	Частота вращения максимальная, мин ⁻¹		Максимальная статическая радиальная нагрузка, кН	Масса, кг	
			Первая ступень	Вторая ступень		без тормоза	с тормозом
Н-15	809/504	5 800	153	220	120	118	153
Н-20	1649/989	11 800	120	180	153	175	233
Н-25	2533/1561	18 130	90	140	246	277	408
Н-30	3963/2457	28 350	80	120	260	400	530

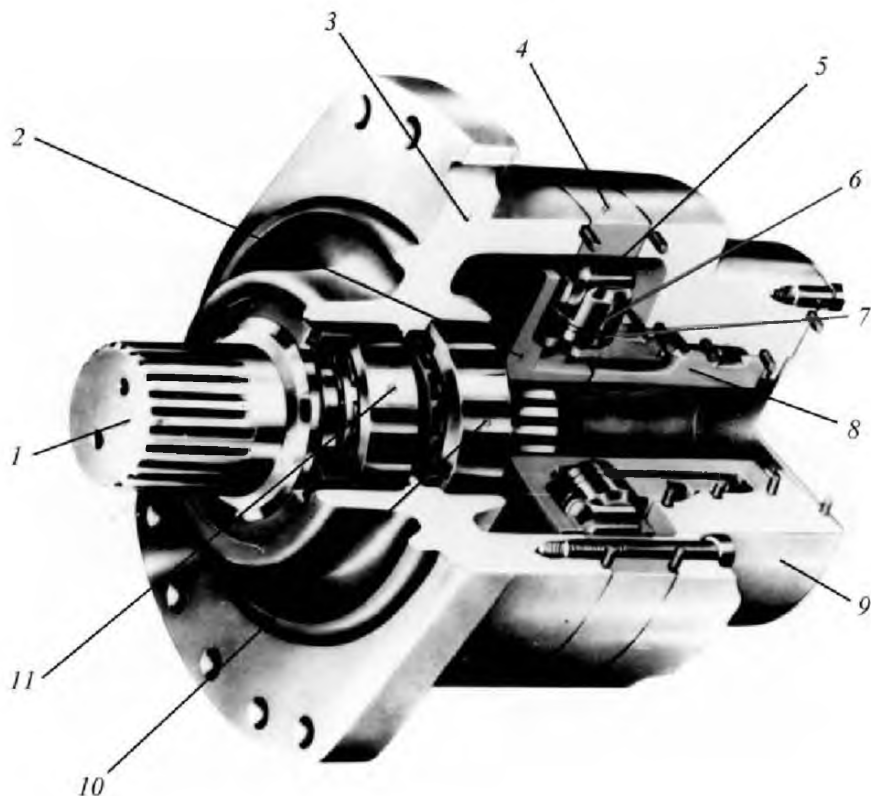


Рис. 3.28. Гидромотор многократного действия типа G4

Сила передается на блок цилиндров 2 поршнями 6 с роликовыми катками 5, помещенными в цилиндрические расточки поршней 6. Устройство распределения гидромотора торцевого типа. Зазор между поршнями и цилиндрами уплотняется поршневыми кольцами 7. Поверхность расточки поршня покрыта антифрикционным материалом для снижения трения в контакте с катком. Расположение катков во внутренней части поршней позволяет уменьшить опасность заклинивания поршней в цилиндрах, сферическая форма торцев катков 5 дает возможность снизить их трение о щеки блока цилиндров.

Гидромоторы типа G4 выполнены по модульному принципу. Модуль 3 воспринимает нагрузки на вал 1 и передает вращающий момент. Этот модуль содержит вал 1, опирающийся через мощные подшипники 10 и 11 на переднюю крышку гидромотора. Модуль 4 с направляющей содержит качающий узел гидромотора, обеспечивающий момент на блоке цилиндров 2, соединенном с валом 1. Модуль

9 содержит гидравлические подводы и устройство распределения, образованное торцами распределителя 8 и блока цилиндров 2.

Модульный принцип построения конструкции позволил повысить надежность и ремонтпригодность гидромотора. Конструкция поршневой группы с минимумом деталей дала возможность получить низкую металлоемкость моторов типа G4.

Гидромоторы выпускаются в нерегулируемом и ступенчато-регулируемом исполнении, с тормозом или без него, в том числе в мотор-колесной модификации с вращающимся блоком цилиндров. Направляющие гидромоторов производятся в обычном исполнении и специальном, обеспечивающим увеличение рабочего объема на 10 %. Гидромоторы могут работать при температуре окружающей среды $-20...50$ °C и температуре рабочей жидкости $-20...80$ °C. Вязкость рабочей жидкости, сСт, оптимальная 20...50, минимальная 9 и максимальная 2000. Основные параметры этих гидромоторов приведены в табл. 3.10.

3.10. Технические параметры гидромоторов типа G4 фирмы Poclain Hydraulics

Марка гидромотора	Номер ступеней регулирования	Рабочий объем, см ³	Момент идеальный при $p = 10$ МПа, Н·м	Давление максимальное, МПа	Частота вращения максимальная, мин ⁻¹	Мощность максимальная, кВт	Масса без жидкости и тормоза, кг
S02-1	1	213	340	45	310	18	20
S05-0		468	740		240		
S05-1		514	820	41	220	29	44
S08-0	1	780	1240	45	170	41	62
	2	390	620			27	
S08-1	1	857	1360	41	155	41	—
	2	428	680			27	
S11-0	1	1048	1670	45	180	50	88
	2	524	835			33	
S11-1	1	1147	1830	41	160	50	—
	2	573	915			33	
S18-0	1	1747	2780	45	150	70	—
	2	873	1390			47	
S18-1	1	1911	3040	41	135	70	124
	2	955	1520			47	
S25-0	1	2498	3970	45	140	90	194
	2	1249	1985				

3.5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Наибольшее распространение в объемных гидроприводах получили пластинчатые машины одно- и двукратного действия, используемые как в качестве насосов, так и (реже) в качестве гидромоторов. Насосы однократного действия выполняются регулируемы и в некоторых случаях снабжены регулятором давления. Пластинчатые гидромашинны в меньшей степени восприимчивы к загрязнениям жидкости, обладают хорошей равномерностью подачи и низким уровнем шума. Более подробная информация относительно пластинчатых гидромашин и по их номенклатуре, и по вопросам их расчета и проектирования содержится в работах [3.11, 3.12].

Расчетная схема для определения идеальной мгновенной подачи без учета толщины пластин представлена на рис. 3.29, а. То, что на рисунке изображена машина однократного действия с шестью пластинами, не отражается на общности приведенного ниже вывода. В показанном на рисунке положении в данный

момент времени с отводящей полостью сообщены рабочие камеры 1–3 (арабскими цифрами обозначены рабочие камеры, а римскими — пластины I, II, ...), тогда мгновенная подача в соответствии с формулой (3.7) определится как

$$Q_{i \text{ и}} = \Omega \frac{d \sum V_{\text{д.э}}}{d \varphi} = \Omega B \frac{d(S_1 + S_2 + S_3)}{d \varphi},$$

где S_1, S_2, S_3 — площади рабочих камер в сечении чертежа; B — ширина пластин (ротора).

Вывод общего для всех пластинчатых гидромашин результата достигается тем, что целесообразно площади S_1, S_2, \dots не определять по отдельности, а сразу определить изменение их суммы при повороте ротора на угол $d\varphi$. Можно показать, что это изменение равно $d(S_1 + S_2 + S_3) = 0,5(\rho_1^2 - \rho_{IV}^2)d\varphi$, где ρ_1 и ρ_{IV} — радиус-векторы концов пластин.

Следует отметить, что сами по себе номера пластин — это частность, а важно то, что сами пластины в данный момент отделяют од-

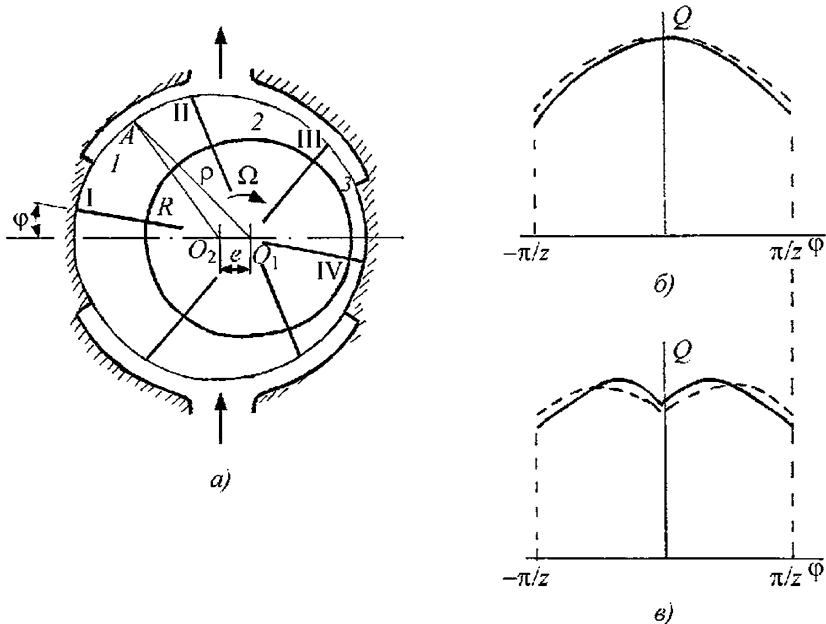


Рис. 3.29. Расчетная схема пластинчатой гидромашины

ну полость гидромашины от другой. Чтобы придать окончательному результату общий вид, радиус-вектор пластины, который уменьшает объем отдающей полости, обозначим с индексом «-» (в нашем случае это радиус-вектор пластины I), а для пластины, которая увеличивает этот объем, — индекс «+» (пластина IV). Тогда окончательно мгновенный расход будет равен

$$Q_{i \text{ и}} = 0,5 B \Omega (\rho_-^2 - \rho_+^2). \quad (3.46)$$

Из полученного выражения следует, что подача и характер ее изменения зависят только от того, какую форму кривой имеют перемычки. Этот результат справедлив для пластинчатых гидромашин с любой формой профиля статора. Вопрос о влиянии толщины пластин на подачу зависит от того, с какой (или с какими) полостью сообщены пространства, находящиеся в роторе со стороны торцев пластин. Если эти пространства в зависимости от положения пластин сообщаются то с приемной, а то с отдающей полостью (обеспечивается полная разгрузка пластин от сил давления), то дополнительная подача за счет вдвигания или выдвигания пластин компенсирует уменьшение объема рабочих камер из-за их толщины.

И формула (3.46) не требует в этом случае корректировки.

Если же эти пространства под пластинами постоянно сообщены с полостью высокого давления (при этом пластины, находящиеся в полости низкого давления, оказываются нагруженными значительной силой), то в этом случае требуется соответствующая корректировка формулы (3.46) [3.12]. В современных машинах, работающих при давлениях порядка 10 МПа и выше, применяются исключительно конструкции с полной разгрузкой пластин от сил давления со стороны жидкости.

В машинах однократного действия (рис. 3.29, а) профиль статора представляет собой окружность радиусом R , центр которой O_2 смещен относительно центра вращения ротора O_1 на величину эксцентриситета e . Тогда уравнение окружности в полярной системе координат с центром в точке O_1 , которое получается из рассмотрения треугольника $O_1 O_2 A$, имеет следующий вид:

$$\rho = e \cos \varphi + R \sqrt{1 - (\lambda \sin \varphi)^2}, \quad (3.47)$$

где с целью сокращения обозначено $\lambda = e/R$.

График подачи представляет собой периодическую функцию с периодом $2\pi/z$, а

чтобы получить ее уравнение, необходимо определить радиус-векторы концов пластин, находящихся на перемычках. Связав систему отсчета угла поворота ротора φ с пластиной, которая находится на левой перемычке, для ее радиус-вектора ρ_- в пределах угла $-\pi/z < \varphi < \pi/z$ справедливо уравнение (3.47). Для пластины на правой перемычке уравнение, описывающее ее радиус-вектор, будет зависеть от того, четное или нечетное число пластин содержится в роторе. При четном числе пластин на правой перемычке всегда располагается пластина, сдвинутая по фазе ровно на угол π . В этом случае уравнение (3.47) принимает вид $\rho_+ = e \cos(\varphi + \pi) + R\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi + \pi)}$, а при нечетном числе пластин на правой перемычке происходит их смена и

$$\rho_+ = e \cos(\varphi + \pi + \pi/z) + R\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi + \pi + \pi/z)} \quad \text{и} \quad -\pi/z < \varphi < 0;$$

$$\rho_+ = e \cos(\varphi + \pi - \pi/z) + R\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi + \pi - \pi/z)} \quad \text{и} \quad 0 < \varphi < \pi/z.$$

Подставляя приведенные значения для радиусов в формулу (3.46), получаем следующие выражения для определения подачи:

при четном числе пластин

$$Q = 2R Be \Omega \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \approx 2R Be \Omega \cos \varphi; \quad (3.48)$$

при нечетном на интервале $-\pi/z < \varphi < 0$

$$Q = RBe\Omega [\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \cos(\varphi + \pi/z) \times \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi + \pi/z)} + \lambda \sin(\pi/z) \sin(2\varphi + \pi/z)] \approx \approx 2R Be \Omega \cos(\varphi + \pi/2z) \cos(\pi/2z);$$

на интервале $0 < \varphi < \pi/z$

$$Q = R Be \Omega [\cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \cos(\varphi - \pi/z) \times \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\varphi - \pi/z)} - \lambda \sin(\pi/z) \sin(2\varphi - \pi/z)] \approx \approx 2R Be \Omega \cos(\varphi - \pi/2z) \cos(\pi/2z). \quad (3.49)$$

Приближенные выражения получены с учетом малости величины $\lambda \sin(\pi/z)$ (для выполненных конструкций $\lambda < 0,1$ [3.12]). Графики подачи показаны на рис. 3.29, б и в соответственно при четном и нечетном числе пластин, сплошными линиями по точным формулам, а пунктиром по приведенным

приближенным. Вычисленная по приближенным формулам средняя подача

$$Q = 2R Be \Omega \sin(\pi/z) / (\pi/z), \quad (3.50)$$

а относительная погрешность как при четном, так и при нечетном числе пластин по сравнению с точным значением не превышает $\lambda^2 \sin^2(\pi/z) / 6$.

В соответствии с формулой (3.50) рабочий объем для пластинчатых гидромашин однократного действия вычисляется по формуле

$$V_0 = 4\pi R Be \sin(\pi/z) / (\pi/z). \quad (3.51)$$

(О влиянии толщины пластин было сказано выше.)

По приближенным выражениям неравномерность подачи для пластинчатых гидромашин определяется по тем же формулам, что и для поршневых, а следовательно, справедлив и сделанный вывод о целесообразности применения нечетного числа пластин.

Недостаток гидромашин однократного действия — большая нагрузка на ротор от сил давления, среднее значение которой равно $\sim 2R B p$. Это требует использования мощных радиальных подшипников. Положительным моментом, как отмечалось ранее, является возможность регулирования рабочего объема.

В гидромашине двукратного действия из-за симметричного расположения полостей высокого и низкого давлений относительно ротора (см. рис. 3.2) удается полностью устранить нагрузки от сил давления, действующих на ротор, а следовательно, разгрузить подшипниковые опоры вала. Это является их большим преимуществом по сравнению с машинами однократного действия, но они нерегулируемые.

При профилировании поверхности статора в машинах двукратного действия контуры перемычек выполняют в виде дуг окружностей с центром на оси вращения ротора с радиусами R_{\max} и R_{\min} . В этом случае идеальная мгновенная подача в соответствии с выражением (3.46) остается все время постоянной и равна

$$Q_{i \text{ ир}} = Q_{i \text{ ю}} = B \Omega (R_{\max}^2 - R_{\min}^2), \quad (3.52)$$

а рабочий объем

$$V_0 = 2\pi B (R_{\max}^2 - R_{\min}^2). \quad (3.53)$$

При выборе формы кривой, которая сопрягает указанные участки ротора, очерченные дугами окружностей, обычно руководствуются тем, чтобы обеспечить наименьшее ускорение пластин при их движении относительно ротора. Вопросы профилирования подробно рассмотрены в работе [3.12].

Регулируемые пластинчатые насосы выпускаются с рабочим объемом 6...170 см³, максимальным давлением до 21 МПа при частоте вращения 400...2000 мин⁻¹ [3.12].

Конструкция пластинчатого регулируемого насоса показана на рис. 3.30. Качающий узел насоса образуют ротор 1, пластины 3 и статор 4. Передняя 18 по отношению к выходному концу вала и задняя 15 распределительные крышки обеспечивают герметизацию рабочих камер с боковых сторон ротора. Подшипниковые узлы состоят из опор качения 20 и 29 вала 22, который имеет шлицевое соединение с ротором 1, и мощных опор скольжения ротора, расположенных в крышках 15 и 18, а также подвижной 6 и неподвижной 30 опор статора. Вал уплотнен манжетой 21.

К несущим деталям насоса относят корпус 14, крышку 19 и наружное кольцо 5, зафиксированное штифтом 7. Регулятор давления имеет корпус 8, толкатель 9, пружину 10, подпятник 11, регулировочный винт 12 и гайку 13. Перемещение статора ограничивается упором 2.

Распределительное устройство выполнено в передней крышке 18 в виде полукольцевых каналов 17 и 24, сообщенных с полостями всасывания и нагнетания. Смещение каналов 17 и 24 на угол α относительно оси I—I мертвых точек создает составляющую R от силы давления, пропорциональную давлению нагнетания и действующую на статор в направлении регулятора давления. Пластины разгружены от действия сил давления путем подвода жидкости под пластины через каналы 16 и 25 из полостей всасывания и нагнетания, а их прижим осуществляется центробежными силами инерции. Отверстие 23 служит для отвода утечек из полости корпуса насоса.

В камеру 26, уплотненную кольцом 27 и поршнем 28, подводится жидкость из полости нагнетания, что обеспечивает прижим распределительных дисков к качающему узлу. При работе насоса и вращении ротора по часовой стрелке в рабочие камеры, расположенные ниже оси мертвых точек, жидкость

будет всасываться, а в размещенных выше — нагнетаться. Составляющая R от сил давления, действующих на статор, направлена вправо, и в соответствии с давлением жидкости и силой пружины 10 регулятора статор займет равновесное положение, определяющее эксцентриситет и подачу насоса. Регулировочный винт 12 позволяет изменять настройку регулятора. Максимальный эксцентриситет ограничен упором 2.

Нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного действия выпускаются с рабочим объемом 3...230 см³, давлением до 30 МПа, с частотой вращения порядка 2000 мин⁻¹ (при рабочем объеме ~ 3 см³ n_{\max} до 4800 мин⁻¹).

На рис. 3.31 показана типовая конструкция пластинчатого насоса двукратного действия. Качающий узел состоит из ротора 6, в наклонных пазах которого расположены пластины 16; статора 5; передней 7 и задней 3 с пазами 4 распределительных крышек. Несущими деталями являются корпус 1 и крышка 15. Во фланце 9 размещены манжеты 10, уплотняющие вал 11, опирающийся на подшипники качения 2 и 8 и связанный с ротором 6 шлицевым соединением. Пружины 12 служат для предварительного поджима распределительных крышек к боковым поверхностям ротора.

В статоре имеются отверстия 17, сообщающие полость всасывания с глухими окнами 14, что обеспечивает подвод жидкости в рабочие камеры при всасывании с двух сторон. Это улучшает всасывающую способность насоса. Штифт 18 фиксирует качающий узел относительно несущих деталей насоса.

Пластины к статору прижимаются центробежными силами и не имеют полной разгрузки от сил давления (пространство под торцами пластин постоянно соединено с полостью нагнетания). Для некоторого уменьшения сил трения при движении пластин в пазах ротора их делают с небольшим наклоном вперед по ходу вращения. Это исключает возможность изменения направления вращения приводного вала без перестановки элементов качающего узла. Поджим деталей качающего узла вдоль оси обеспечивается давлением жидкости в полости 13, а для предварительного поджатия служат пружины 12. Технические параметры описанных выше насосов, работающих при давлении нагнетания 6,3 МПа, приведены в табл. 3.11.

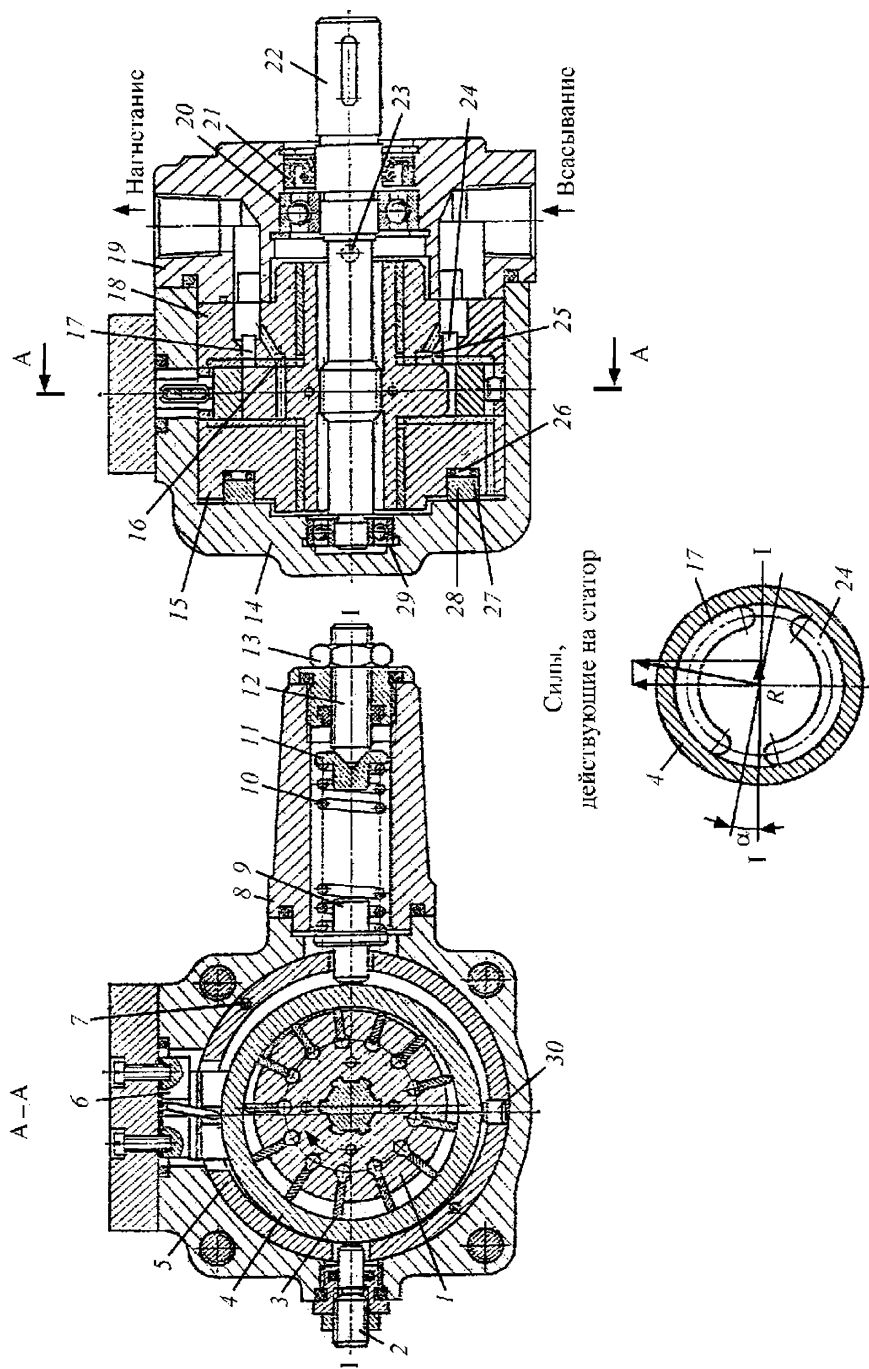


Рис. 3.30. Конструкция пластинчатого регулируемого насоса

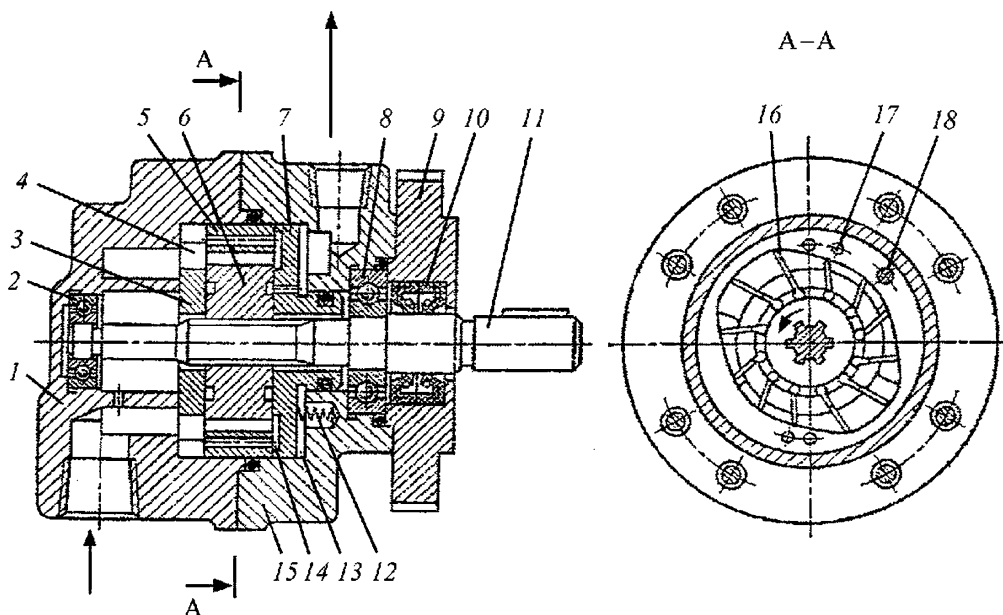


Рис. 3.31. Конструкция пластинчатого насоса двукратного действия

3.11. Технические параметры пластинчатых насосов двукратного действия

Рабочий объем, см ³	Номинальная подача, л/мин	Номинальная мощность, кВт	КПД		Ресурс, ч, не менее	Уровень звука, дБ	Масса, кг
			объемный	полный			
8	5,8	1,04	0,76	0,58	10 000	68	8,2
12,5	9,7	1,6	0,81	0,65			
16	12,7	1,9	0,83	0,70			
25	21,1	2,8	0,88	0,78			
32	27,9	3,6	0,91	0,81			
40	35,7	4,3	0,93	0,85	4000	82	20
63	53,8	7,0	0,89	0,80			
80	70,0	8,8	0,91	0,82			
125	110,4	13,4	0,92	0,85	2500	85	36
160	142,6	17,3	0,93				
224	204,2	24,2	0,95	0,87			

Насосы выпускаются также в сдвоенном исполнении — на одном валу располагаются два качающих узла с одинаковыми или разными рабочими объемами, что позволяет создавать два независимых потока жидкости.

Крупным производителем пластинчатых насосов двукратного действия является

фирма Vickers Hydraulics (США), которая выпускает большое количество одинарных, сдвоенных и строенных насосов, в том числе с различными встроенными регуляторами и клапанной аппаратурой. Базовыми конструкциями являются насосы рядов V10–V20 и 20V–45V.

Насосы ряда V10 имеют рабочие объемы, см^3 , 3,3...22,8, а ряда V20 19,2...41,8. Максимальное давление 16 МПа, максимальная частота вращения 1800, а минимальная 600 мин^{-1} . Насосы работают при температуре окружающей среды $-20...+40 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре рабочей жидкости до $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Избыточное допустимое давление на входе $-0,017...+0,14 \text{ МПа}$. Допустимый диапазон вязкости рабочей жидкости 16...40 сСт, а рекомендуемая тонкость фильтрации 25 мкм.

Более высокие значения параметров имеют насосы рядов 20V—45V. Максимальное давление у них достигает 21 МПа, а максимальная частота вращения 2700 мин^{-1} . Ряд включает 14 типоразмеров насосов с рабочими объемами 18...193 см^3 . Избыточное допустимое давление на входе в насосы 0,02...0,15 МПа.

Пластинчатые гидромашины принципиально являются обратимыми, однако конструкция гидромоторов имеет некоторые отличия от конструкции насосов. Пластины располагаются в роторе только по радиусу (вращение возможно в обе стороны), а для их поджима требуются специальные средства, так как центробежные силы не могут решить этой проблемы (при изменении частоты вращения до нуля). Наибольшее распространение в настоящее время получили нерегулируемые гидромоторы двукратного действия. Эти гидромоторы дешевле поршневых той же мощности, но уступают им по КПД. С номенклатурой пластинчатых гидромоторов можно ознакомиться в работе [3.13].

Конструкция пластинчатого гидромотора показана на рис. 3.32. Гидромотор имеет ка-

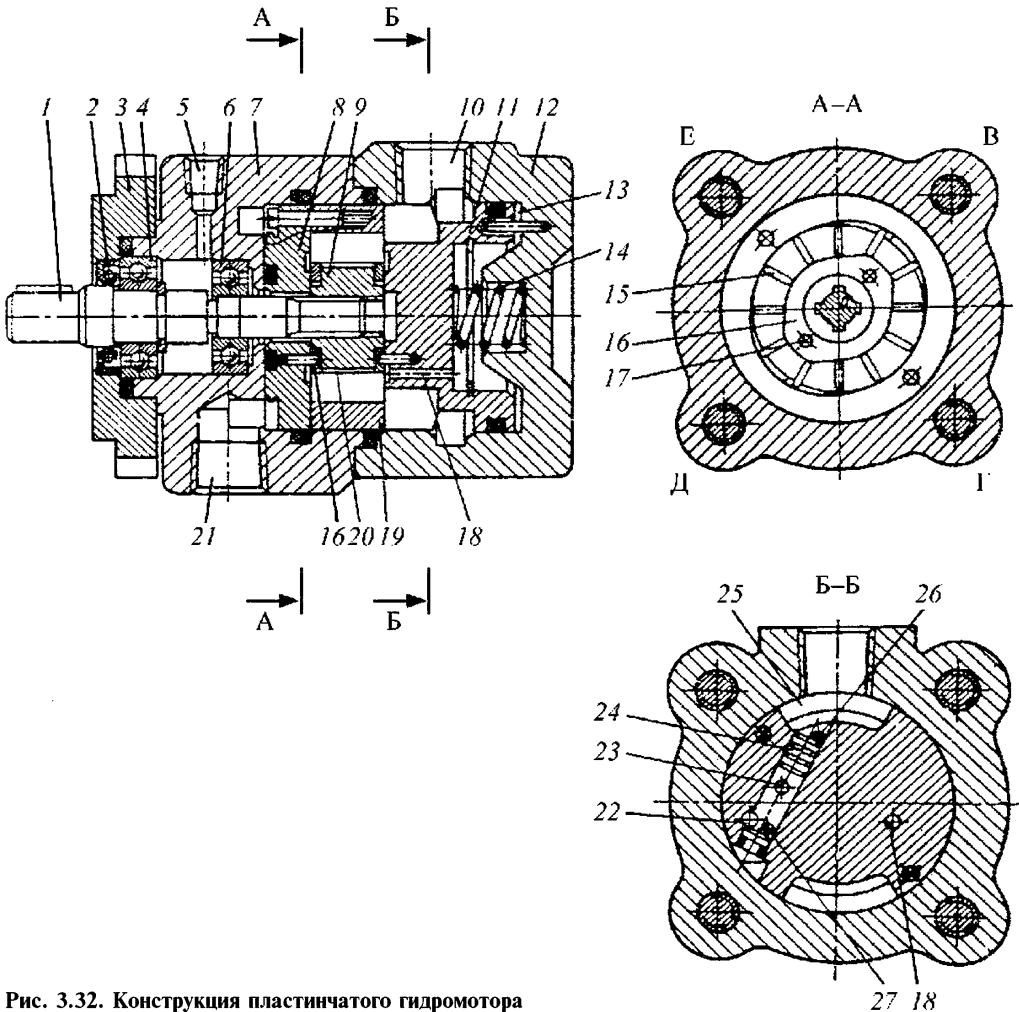


Рис. 3.32. Конструкция пластинчатого гидромотора

чающий узел, который состоит из ротора 9 с пластинами 15, статора 19 и дисков 8 и 11. Вал 1 с уплотнением 2 соединен шлицами с ротором 9 и опирается на подшипники качения 4 и 6, расположенные в корпусе 7, к которому привинчены крышка 12 и фланец 3. Предварительный поджим пластин к статору осуществляется кулачком 16, который фиксируется штифтами 17. Поскольку радиальная нагрузка на вал со стороны ротора отсутствует, то конструкция опор позволяет воспринимать радиальную нагрузку со стороны привода.

Отверстия 10 и 21 служат для подвода и отвода основного потока жидкости, а отверстие 5 предназначено для отвода утечек. Диски 8 и 11 являются торцевыми распределителями с полукольцевыми окнами, через которые осуществляются подвод и отвод жидкости от рабочих камер. На разрезе Б–Б видны окна 25 диска 11, соединенные с отверстием 10. Предварительный осевой поджим деталей качающего узла выполняется пружиной 14.

Важным элементом гидромотора является золотник типа «ИЛИ», который состоит из поршня 24, помещенного в цилиндрическое отверстие диска 11, упорных штифтов 26, 27 и отверстий 22, 23. Золотник предназначен для подвода жидкости под высоким давлением к внутренним кромкам пластин и полости 13 качающего узла независимо от направления потока жидкости через гидромотор.

При подводе жидкости к отверстию 10 она через полукольцевые окна диска 11 поступает в рабочие камеры мотора и благодаря разности площадей пластин на роторе возникает вращающий момент, передающийся на вал. Окна диска 8 сообщаются с рабочими камерами в период уменьшения их объема и обеспечивают соединение их с выходным отверстием 21 гидромотора. В этом случае вал вращается по часовой стрелке.

Давление жидкости на верхний торец поршня 24 смещает его вниз до упора в штифт 27. При этом отверстие 23 сообщается с полостью высокого давления, которое передается в полость 13, обеспечивая гидростатический осевой прижим деталей качающего узла, а также по каналу 18 в полости 20 под торцы пластин, прижимая их к статору.

При реверсировании потока жидкости она подается через отверстие 21 к окнам диска 8, а далее в соответствующие рабочие камеры и к отверстию 22. Под действием высокого давления поршень 24 смещается вверх до штифта 26, сообщая отверстия 22 и 23. Таким образом, и при реверсировании потока обеспечивается поджим пластин к статору и деталей качающего узла. Параметры гидромоторов приведены в табл. 3.12 при вязкости жидкости 20 сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$).

Максимальное давление дренажа не должно превышать 0,03 МПа.

3.12. Технические параметры пластинчатых гидромоторов

Параметр	Марка гидромотора					
	1М	2М	3М	4М	5АМ	6АМ
Рабочий объем, см^3	11,2	19,4	37,1	67,2	129,0	266,7
Максимальное давление на входе, МПа	8			7		
Частота вращения, мин^{-1} :						
минимальная	150			100		
номинальная	960					
максимальная	2500		2200	1800		1500
Вращающий момент номинальный, Н·м	6,2	12,3	24,5	49,0	98,0	196,0
КПД при $p = 6,3$ МПа, $n = 960$ мин^{-1} :						
объемный	0,77	0,89	0,93	0,90	0,93	0,90
полный	0,50	0,63	0,69	0,73	0,76	0,77
Допускаемая радиальная нагрузка, Н	150		200	250		1000
Масса, кг	6,3		10	24		70

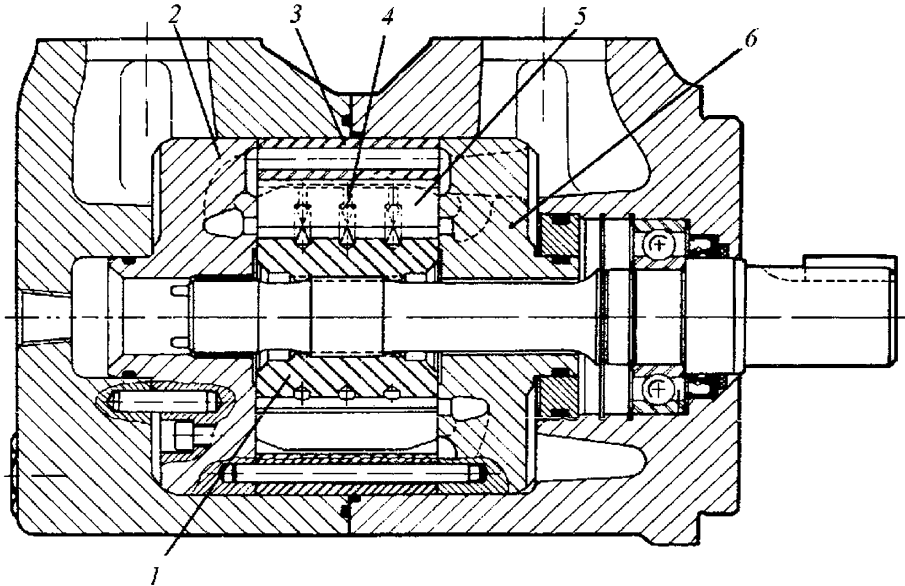


Рис. 3.33. Конструкция пластинчатого гидромотора фирмы Vickers Hydraulics

На рис. 3.33 показана конструкция гидромотора фирмы Vickers Hydraulics типа 25...50М ряда 20. Качающий узел содержит ротор 1, пластины 5, статор 3, передний 6 и задний 2 распределители. Пластины гидростатически уравновешены, что достигается подводом жидкости, поступающей от внешних отверстий, в полости под пластинами при соответствующем угловом положении ротора, прижим пластин к статору обеспечивается пружинами 4. Одновременно сила, вызванная высоким давлением, действующим на торцевую поверхность переднего 6 или заднего 2 распределительного диска, осуществляет осевой поджим деталей качающего узла гидромотора.

Гидромоторы выпускаются с рабочими объемами 31,5...317,1 см³ и давлением 15,5 МПа, частота вращения 2200...3600 мин⁻¹, а кратковременная 2400...4000 мин⁻¹. Минимальная частота вращения 100 мин⁻¹. Максимальное давление дренажа 0,17 МПа кратковременно и 0,07 МПа длительно. Вакуум в линии дренажа не допускается. Рекомендуемый диапазон вязкости жидкости 13...54 сСт (мм²/с) при допустимой вязкости во время пуска 860 сСт. Допустимый диапазон температуры окружающей среды 20...70 °С, а рабочей жидкости -20...+80 °С. Требуемая тонкость фильтрации 25 мкм.

3.6. ЗУБЧАТЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

К зубчатым гидромашинам относят машины, в которых рабочие органы выполнены в виде зубчатых звеньев. Для этих машин характерны простота конструкции, малые габаритные размеры, возможность работать на жидкостях с повышенной вязкостью. Однако они практически нерегулируемые, а машины с внешним зацеплением имеют большую неравномерность подачи.

В зубчатых гидромашинах могут применяться только такие зубчатые звенья, которые в точке зацепления образуют сплошную линию контакта, герметично разделяющую одну полость машины от другой. Рабочие камеры в зубчатых гидромашинах создаются боковыми поверхностями зубьев совместно с деталями корпуса, которые плотно прилегают к торцевым поверхностям зубчатых колес. В процессе вращения колес зубья поочередно входят в зацепление и выходят из него. Там, где они входят в зацепление, объем рабочих камер уменьшается, а там, где выходят, увеличивается. Если в машине зубчатые звенья могут передавать момент с одного колеса на другое, то такие машины называют *шестеренными*. Если же зубчатые звенья обеспечивают только геометрическое замыкание рабочих камер, а момент передается

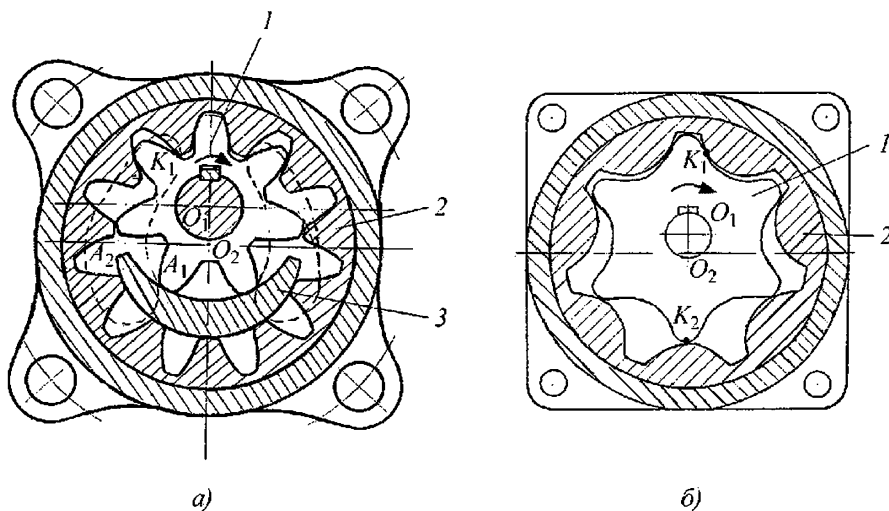


Рис. 3.34. Схемы шестеренных гидромашин с внутренним зацеплением

внешними синхронизирующими шестернями, то подобные машины относят к *коло-вратным*.

Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили шестеренные машины как с внешним, так и с внутренним зацеплением и эвольвентным профилем зубьев. Схема и принцип работы шестеренной гидромашин с внешним зацеплением были рассмотрены ранее (см. разд. 3.1 и рис. 3.3).

На рис. 3.34 схематично показаны шестеренные гидромашин с внутренним зацеплением, где шестерни 1 с внешними зубьями числом z_1 расположены внутри колес 2 с внутренними зубьями числом z_2 . При указанных на рисунке направлениях вращения шестерен справа от оси центров O_1O_2 , где зубья выходят из зацепления, размещена приемная полость, а слева — отводящая.

Отличительным моментом для приведенных двух схем машин является то, что в одном случае (рис. 3.34, а) для разделения полостей друг от друга применяется специальный разделительный серпообразный элемент 3, к наружной и внутренней цилиндрическим поверхностям которого прилегают поверхности вершин зубьев. Во втором случае (рис. 3.34, б) такой элемент отсутствует, а разделение полостей осуществляется только по линиям контакта в точках зацепления разных пар зубьев. Это достигается специальным выбором размеров шестерен (разни-

ца зубьев $z_2 - z_1 = 1$) и профилем зубьев, при котором все зубья одновременно находятся в зацеплении.

Такие машины иногда называют *героторными*. Наличие промежуточных линий контакта между различными рабочими камерами, но сообщенными с одной и той же полостью гидромашин не влияет на величину и характер подачи жидкости, что определяется лишь теми точками контакта, в которых осуществляется разделение полостей между собой.

Иногда в шестеренных гидромашин, выполненных по схеме без разделительного элемента (рис. 3.34, б), наружную шестерню делают неподвижной, заодно с корпусом, но тогда внутренняя шестерня приобретает планетарное движение — вращается относительно оси O_1 , которая, в свою очередь, перемещается по окружности с центром в точке O_2 (центром неподвижной шестерни). Такие машины получили название «*планетарные*».

Как отмечалось ранее (см. разд. 3.2), величина идеальной подачи и ее неравномерность определяются производной $dV_{нар}/d\varphi$, где $V_{нар}$ — объем жидкости, сообщаемый в данный момент с линией нагнетания. Анализируя факторы, которые обуславливают изменение указанного объема жидкости $dV_{нар}$ в зубчатых гидромашин любой конструкции, можно отметить следующие закономерности:

– в основе всех зубчатых гидромашин лежит трехзвенный механизм с двумя вращающимися звеньями, которые образуют две низшие и одну высшую кинематические пары (случай с планетарным движением одного из колес всегда можно, используя метод инверсии, свести к указанному варианту);

– изменение объема полостей гидромашин происходит только благодаря вращательному перемещению боковых поверхностей зубьев ведущего и ведомого колес;

– границы камер, сообщенных в данный момент времени с отдающей полостью могут быть образованы следующим образом. Одной границей всегда служит линия контакта в точке зацепления двух зубьев (точка K_1 на рис. 3.34), а другой может быть либо также линия контакта в точке зацепления другой пары зубьев (например, точка K_2 , как показано на рис. 3.34, б), либо места касания вершин зубьев с цилиндрическими поверхностями корпусной детали (например, поверхности вершин зубьев A_1 и A_2 , как в случае на рис. 3.34, а).

Чтобы отличать указанные варианты образования границ камер, которые в данный момент времени сообщены с отводящей полостью, условимся их обозначать следующим образом: если разделение камер осуществляется только одной линией контакта (см. рис. 3.34, а), то такой случай будем называть камерами типа I, а если двумя линиями контакта (см. рис. 3.34, б) — типа II.

Тогда идеальная мгновенная подача из камер типа I может быть определена из уравнения

$$Q_I = \frac{\Omega_1 B}{2} \left(R_{a1}^2 + \frac{R_{a2}^2}{\pm i_{12}} - \frac{A^2}{1 \pm i_{12}} - u^2 \frac{1 \pm i_{12}}{\pm i_{12}} \right), \quad (3.54)$$

где B — ширина шестерен; Ω_1 — угловая скорость вращения первого колеса; A — межцентровое расстояние (отрезок O_1O_2 на рис. 3.34); R_{a1} и R_{a2} — радиусы вершин зубьев соответственно первого и второго колес; i_{12} — передаточное отношение, представляющее собой отношение угловых скоростей $i_{12} = \Omega_1 / \Omega_2 = z_2 / z_1$, а знак перед передаточным отношением берется «+» для колес с внешним зацеплением и «-» для колес с внутренним зацеплением; u — расстояние от полюса зацепления до точки разделения, линия контакта в которой разделяет между собой полости гидромашин.

Это расстояние зависит от формы колес (круглые или некруглые) и профиля зубьев, а определение его величины рассматривается в теории зацеплений.

Для камер типа II идеальная мгновенная подача

$$Q_{II} = \frac{\Omega_1 B}{2} (u_1^2 - u_2^2) \frac{1 \pm i_{12}}{\pm i_{12}}, \quad (3.55)$$

где u_1 и u_2 — расстояния от полюса зацепления до тех точек зацепления 1 и 2, линии контакта в которых разделяют полости гидромашин между собой (K_1 и K_2 на рис. 3.34, б).

Применение приведенных формул для определения подачи зубчатых гидромашин рассмотрим на примере получивших широкое распространение шестеренных машин с внешним зацеплением одинаковых по размерам колес и эвольвентным профилем зубьев. В этом случае имеем дело с камерами типа I (см. рис. 3.3). Радиусы вершин зубьев одинаковые $R_{a1} = R_{a2} = R_a$, межцентровое расстояние равно двум радиусам начальной окружности $A = 2R_w$, а передаточное отношение равно $i_{12} = 1$. Подставляя эти данные в формулу (3.54), получаем

$$Q = \Omega B (R_a^2 - R_w^2 - u^2). \quad (3.56)$$

График подачи в зависимости от расстояния u , или что то же самое, от угла поворота шестерни φ , поскольку для эвольвентного зацепления $u = R_b \varphi$, где R_b — радиус основной окружности, показан на рис. 3.35. Ось абсцисс представляет собой линию зацепле-

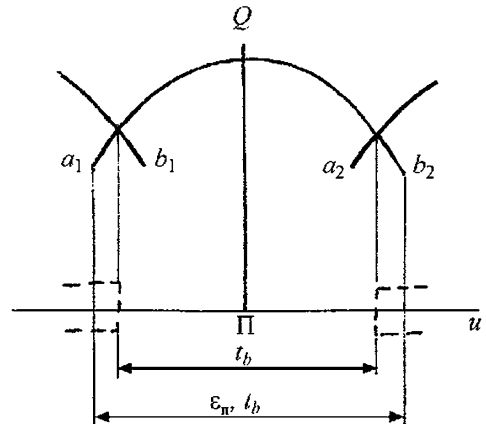


Рис. 3.35. График подачи шестеренного насоса

ния с началом координат в полюсе зацепления П. Протяженность активной линии зацепления больше шага t_b по основной окружности, что оценивается коэффициентом перекрытия ϵ_n , и поэтому на некотором интервале (на рис. 3.35 участки a_1b_1 и a_2b_2) в зацеплении находятся две пары зубьев. Это означает, что на этих участках существуют две линии контакта, между которыми образуется замкнутое пространство, называемое «зашемленным» объемом. По существу, это является новой рабочей камерой типа II.

Для определения расхода жидкости $Q_{заш}$ из «зашемленного» объема применим формулу (3.55). Учитывая, что одна точка зацепления отстоит от другой на величину шага по основной окружности, например, $u_1 = u_2 = t_b$, получаем $Q_{заш} = \Omega B(t_b^2 - 2u_1t_b)$ при $0,5t_b[1 - (\epsilon_n - 1)] \leq u_2 \leq 0,5t_b[1 + (\epsilon_n - 1)]$, а конечное изменение объема $\Delta V = \pi B t_b^2 (\epsilon_n - 1)^2 / 2z$.

Деформация жидкости в «зашемленном» объеме вызывает резкие изменения давления, что нежелательно. Для устранения этого принимаются конструктивные меры. Во-первых, при проектировании стремятся к тому, чтобы коэффициент перекрытия был как можно ближе к 1. Во-вторых, в наиболее часто встречающихся конструкциях на деталях, прилегающих к торцевым поверхностям шестерен, выполняют специальные разгрузочные канавки (своего рода золотниковую систему распределения), которые соединяют «зашемленный» объем то с отдающей, то с приемной полостями. При этом канавки располагают симметрично относительно полюса зацепления на расстоянии шага t_b (условно изображены на рис. 3.35 пунктиром). В таком случае идеальная подача будет наиболее возможной для данной машины и с наименьшей пульсацией. Подобную систему разгрузки иногда называют совершенной, и при этом средняя подача и рабочий объем гидромашины могут быть вычислены по следующим формулам:

$$Q = \Omega B(R_a^2 - R_w^2 - t_b^2 / 12); \quad V_0 = 2\pi B(R_a^2 - R_w^2 - t_b^2 / 12). \quad (3.57)$$

Коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma_Q = \frac{t_b^2 / 4}{R_a^2 - R_w^2 - t_b^2 / 12}. \quad (3.58)$$

Чтобы определить влияние числа зубьев на неравномерность подачи, необходимо знать

точные размеры шестерен и составленной из них передачи. Поскольку колеса обычно нарезают с положительным смещением исходной производящей рейки, относительно величины которого имеются различные мнения [3.14], для ориентировочной оценки примем допущение, что колеса нарезаны стандартным инструментом без смещения, а зацепление беззазорное.

При этих условиях получаем следующее выражение для вычисления коэффициента неравномерности: $\sigma_Q = 2,18 / (z - 0,274)$, из чего видно, что подача шестеренных гидромашин с внешним зацеплением имеет большую неравномерность. Увеличение же числа зубьев при прочих равных условиях ведет к заметному возрастанию габаритных размеров гидромашин и нагрузок на опоры шестерен. Поэтому обычно для машин, работающих при высоких давлениях, число зубьев принимают равным 7...9, а для вспомогательных насосов — до 14...16.

Следует отметить, что подача гидромашин с внутренним зацеплением гораздо равномернее, чем для машин с внешним зацеплением. Это легко показать, если воспользоваться формулой (3.54) для грубой оценки величины пульсации подачи, которая пропорциональна сомножителю при u^2 , равному $(\pm i_{12}) / (\pm i_{12})$. Учитывая приведенное выше правило знаков (знак «+» берется для машин с внешним зацеплением, а знак «-», если оно внутреннее), получаем, что для машин с внешним зацеплением этот сомножитель пропорционален сумме чисел зубьев ($z_2 + z_1$), а для машин с внутренним зацеплением — их разности ($z_2 - z_1$).

Наша промышленность серийно выпускает шестеренные насосы с внешним зацеплением для тракторов и сельскохозяйственных машин типа НШ и гидромоторы типа ГМШ исполнения 3, технические параметры которых приведены в табл. 3.13 и 3.14. Допустимая вязкость рабочей жидкости 15...1000 сСт, оптимальная 60...70 сСт, толщина фильтрации 25 мкм.

Номинальное давление 16 МПа, максимальное 20 МПа.

Конструкция насоса НШ 32 показана на рис. 3.36. В корпусе 2, который закрывается крышкой 1, уплотняемой резиновым кольцом 9 круглого сечения, размещен качающийся узел, состоящий из двух пар втулок 3 и 6, ведущей 5 и ведомой 4 шестерен и двух ком-

3.13. Технические параметры шестеренных насосов типа НШ

Характеристика	Типоразмер						
	6	10	32	50	71	100	250
Рабочий объем, см ³	6,3	10,0	31,7	48,8	69,7	98,8	250
Частота вращения, мин ⁻¹ :							
номинальная	2400		1920		1500		
максимальная	3000		2400		1920		
минимальная	960						
Подача номинальная, л/мин	13,6	21,0	53,7	86,7	97,2	136,7	348,7
Коэффициент подачи	0,85	0,92			0,94		
Полный КПД	0,8		0,83	0,82	0,85		
Мощность номинальная, кВт	6,2	7,5	17,6	26,2	30,5	43,1	106,2
Масса, кг	2,3	2,5	6,6	7,5	16,8		45,6

3.14. Технические параметры шестеренных гидромоторов типа ГМШ

Параметр	Типоразмер		
	32-3	50-3	100-3
Рабочий объем, см ³	32	50	100
Расход номинальный, л/мин	51,6	79,8	157,8
Момент, Н·м:			
номинальный	69,8	108,1	213,8
страгивания	34,9	54,05	106,9
Гидромеханический КПД	0,87		0,85
Масса, кг	6,5	7,3	16,7

пенсаторов 7 с манжетами 8. Большие радиальные нагрузки, действующие на шестерни, воспринимают втулки 3 и 6, которые выполняют роль радиальных подшипников скольжения. Для уменьшения внутренних утечек через зазоры между торцевыми поверхностями шестерен и компенсаторами применено автоматическое регулирование зазоров, осуществляемое путем поджатия компенсаторов к торцам шестерен давлением, поступающим со стороны нагнетания через отверстие В в полость Б манжет 8.

Величина площади, на которую действует это давление, сильно влияет на работу насоса. При недостаточной площади может произойти отжим компенсаторов, что приведет к увеличению торцевых зазоров и росту утечек, а при излишней площади могут возникнуть значительные силы трения на торцевых поверхно-

стях шестерен, что снизит механический КПД и ресурс работы насоса.

Оба компенсатора являются плавающими, или самоустанавливающимися, т.е. поджимаются к торцам шестерен самостоятельно, что обеспечивает равномерную приработку рабочих плоскостей компенсаторов. Жидкость, просочившаяся через смазочные канавки втулок, поступает по каналу на дне корпуса 2 и по каналам в крышке 1 и ведомой шестерни 4 в полость всасывания. Таким образом, все утечки являются перетечками.

Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой армированной манжетой 10. Для предотвращения ее выдавливания устанавливаются стопорное 11 и опорное 12 кольца. Насосы выпускаются правого (по часовой стрелке) или левого (против часовой

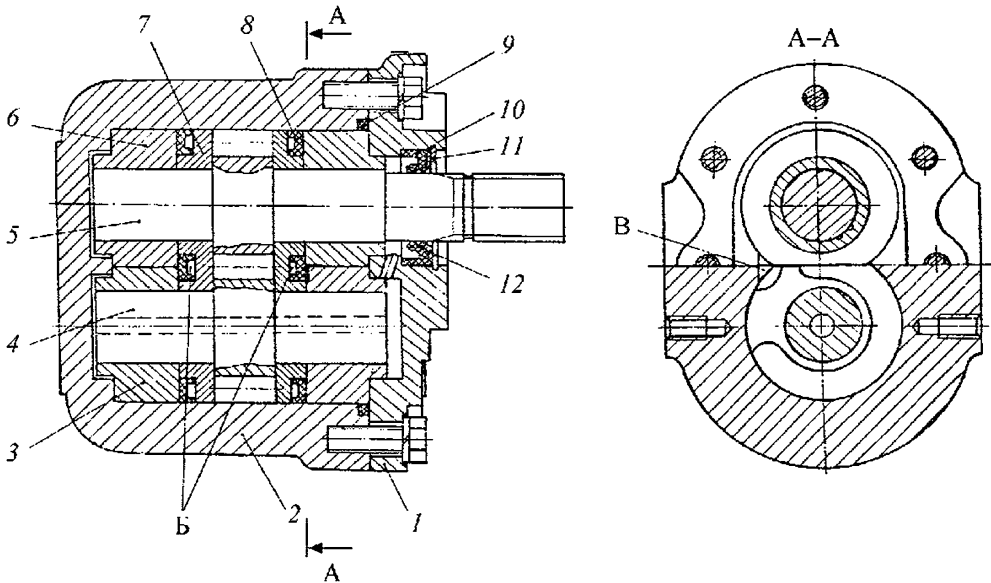


Рис. 3.36. Конструкция шестеренного насоса типа ННШ

стрелки) вращения, если смотреть со стороны приводного вала.

Для всех гидромоторов: максимальное давление на входе 17,5 МПа; давление на выходе 0...1 МПа; частота вращения, мин^{-1} , номинальная 1500, максимальная 1920 и минимальная 500; полный КПД 0,8; 80%-ный ресурс ≥ 4000 ч.

Аналогичные по конструкции шестеренные гидромашины (насосы и гидромоторы) выпускает фирма Bosh-Rexroth AG (ФРГ) с той разницей, что вместо подшипников скольжения установлены игольчатые подшипники качения, а у гидромоторов на приводном валу смонтирован дополнительный конический роликовый подшипник, расположенный за манжетой вала. Это по-

зволяет разгрузить опоры шестерен от действия радиальных нагрузок на вал мотора, возникающих от звездочки цепи или шкива ремня привода.

Насосы типа G9 (серии 20) работают при номинальном давлении 21 МПа; пиковое давление 25 МПа; частота вращения 300...2500 мин^{-1} ; коэффициент подачи 0,96; допустимая вязкость 10...3000 сСт; толщина фильтрации 10...25 мкм. Насосы выпускаются с рабочими объемами 62,5; 80,7; 90,7; 100 и 125 см^3 , максимальная мощность которых равна соответственно 60; 75; 86; 95 и 120 кВт, а их масса: 22,1; 23,1; 24,1; 24,7 и 26,2 кг.

Технические данные шестеренных гидромоторов типа G8 (серии 10) приведены в табл. 3.15.

3.15. Технические параметры шестеренных гидромоторов типа G8

Параметр	Типоразмер						
	30	40	50	63	80	90	100
Рабочий объем, см^3	31,2	40,5	49,9	65,5	81,1	93,6	102,9
Коэффициент подачи	0,95	0,96	0,97		0,98		
КПД гидромеханический	0,92		0,93	0,94	0,95	0,96	0,97
Момент максимальный, Н·м	80	101	130	170	220	250	275
Масса, кг	20,5	21,0	21,5	23,0	24,0	25,0	25,5

У всех гидромоторов максимальное давление на входе 21 МПа, на выходе 0,3 МПа, частота вращения 400...2700 мин⁻¹, допустимая вязкость рабочей жидкости 10...3200 сСт, тонкость фильтрации 25...40 мкм.

Планетарные шестеренные гидромашины почти исключительно применяются в качестве гидромоторов [3.15]. Планетарное движение внутренней шестерни обуславливает многократное протекание рабочих процессов за один оборот выходного вала, что существенно увеличивает рабочий объем таких гидромоторов, которые относятся к высокомоментным и среднеоборотным. Это позволяет в большинстве случаев осуществлять непосредственный привод рабочих органов и движителей машин без дополнительной механической передачи. Принцип их действия рассмотрим при помощи рис. 3.37, а–в, на котором схематично изображены три фазы взаимного положения внутренней шестерни, имеющей шесть зубьев и совершающей планетарное движение, и неподвижной внешней шестерни с семью впадинами. Зубья обозначены цифрами 1...6, а впадины буквами D...J.

В нижней части рисунка схематически показаны соответствующие фазы системы распределения жидкости гидромотора на основе

кольцевого золотника с 12 окнами, половина которых сообщена с полостью нагнетания *P*, обозначенной темным цветом, а другая половина — с полостью слива *T*, обозначенной светлым фоном. Окна золотника, сообщенные с разными полостями, чередуются последовательно. Внешняя поверхность золотника, вращающегося синхронно с валом гидромотора, контактирует с неподвижной поверхностью, в которой выполнены окна, соединенные со впадинами наружной шестерни.

При работе гидромотора внутренняя шестерня вращается относительно своего центра, а он, в свою очередь, совершает круговое движение относительно центра внешней шестерни. Эти вращения противоположны по направлению. Один оборот внутренней шестерни соответствует нескольким оборотам ее центра. Кроме зубчатой пары в планетарный гидромотор входят привод ротора и устройство распределения жидкости. В качестве привода ротора часто используют двойной кардан, находящийся в зацеплении с валом гидромотора и внутренней шестерней. Распределительный золотник, который вращается с той же скоростью, что и шестерня, всегда обеспечивает подвод и отвод жидкости в соответствующие рабочие камеры гидромотора.

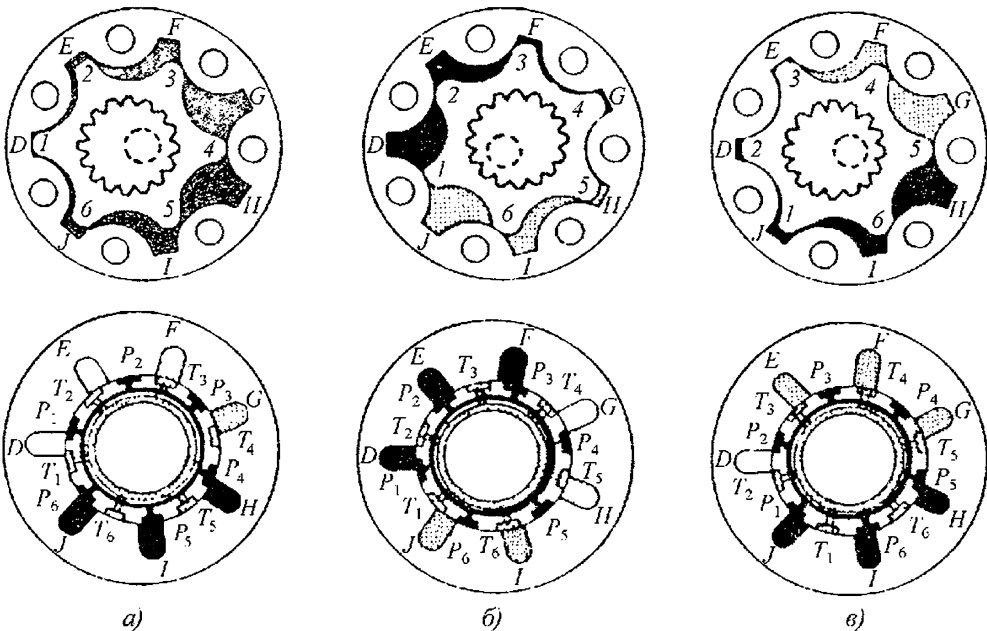


Рис. 3.37. Схема работы планетарной гидромашины

На рис. 3.37, *a* зуб 1 внутренней шестерни находится внутри впадины *D*. Если жидкость под давлением подведена к нижней полости между шестернями, а верхняя полость соединена со сливом, то на шестерне возникает момент, поворачивающий ее против часовой стрелки, и зуб 2 входит во впадину *E*. Зуб 4 обеспечивает герметичное разделение полостей между собой. Каждый последующий зуб входит в соответствующую впадину, и на рис. 3.37, *b* показано положение, когда зуб 1 занимает положение герметизирующего зуба, а на рис. 3.37, *в* зуб 2 входит во впадину *D*, занимая положение зуба 1 на рис. 3.37, *a*. При этом все шесть зубьев совершили по одному циклу зацепления, центр ротора описал одну полную окружность, а вал повернулся на 1/7 оборота. Через 42 цикла зацеплений зуб 1 достигнет первоначального положения во впадине *D*, что соответствует одному обороту вала гидромотора.

При вращении вала гидромотора синхронно вращается золотник системы распределения, сообщая группу соседних впадин с полостью нагнетания, а другую группу впадин — с полостью слива. Жидкость под давлением нагнетания поступает последовательно во все

впадины, вращая ротор с помощью вращающегося «гидравлического поля».

Конструктивная схема системы распределения планетарного гидромотора с цилиндрическим золотником показана на рис. 3.38. Впадины внешней шестерни 1 сообщены с отверстиями во втулке, охватывающей золотник 3, выполненный заодно с валом 4. Половина пазов — окон золотника сообщена с ближней к опоре вала полости нагнетания, показанной темным цветом, а другая половина пазов — окон, расположенных через один с первой, связана с полостью слива, изображенной светлым цветом.

При подаче жидкости в полость нагнетания шестерня 2 приходит в движение, вращая через карданную передачу вал гидромотора и цилиндрический золотник, что обеспечивает соответствующее фазораспределение жидкости в гидромоторе. Планетарное движение ротора с помощью кардана преобразуется в концентричное движение выходного вала 4, опирающегося на подшипники скольжения.

На рис. 3.39 показана рабочая пара гидромотора, у которого зубья внешней шестерни выполнены в виде роликов. Такая пара позволяет повысить давление гидромотора, умень-

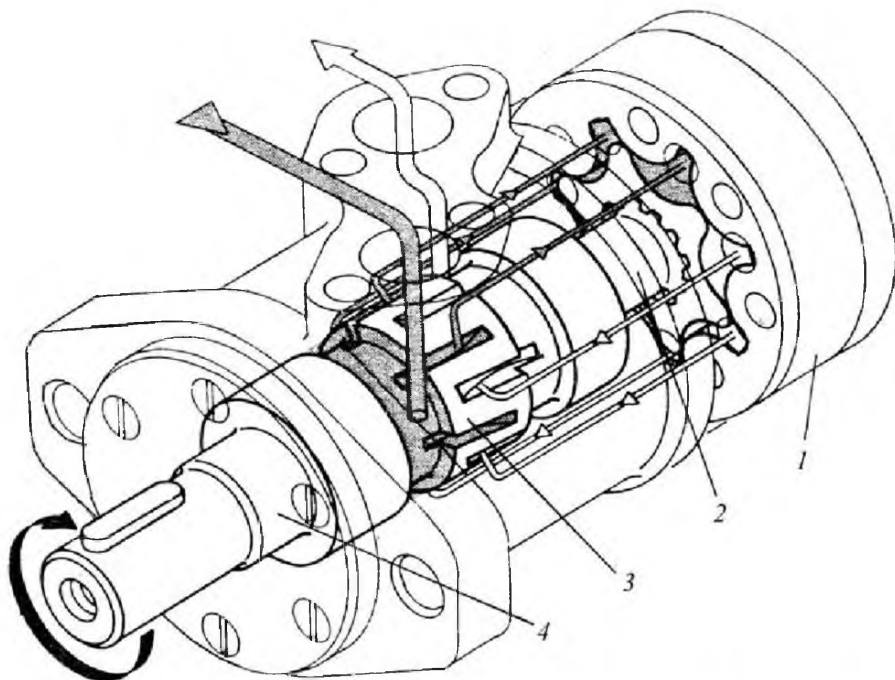


Рис. 3.38. Конструктивная схема системы распределения планетарной гидромашини

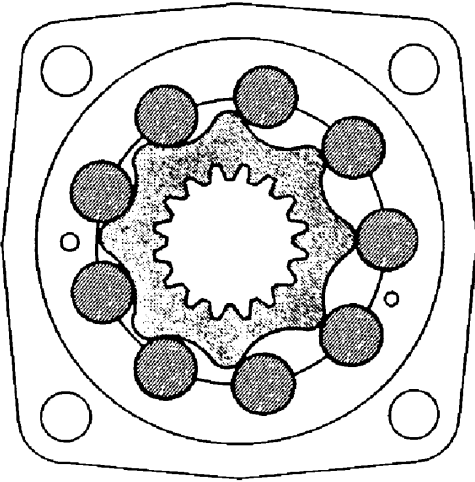


Рис. 3.39. Планетарный гидромотор с роликовыми зубьями

шить износ и увеличить срок службы. Гидродинамическая смазка роликов дает возможность снизить потери трения и улучшить КПД гидромотора.

Описанные особенности рабочего процесса обеспечивают высокие значения рабочего объема гидромотора на единицу его массы при относительно низкой частоте вращения выходного вала.

Планетарные гидромоторы широко применяются в сельскохозяйственных, лесных, строительно-дорожных машинах, подъемно-транспортной технике, на судах, в оборудовании лесопильной и деревообрабатывающей промышленности и т.д. Рабочие объемы этих гидромоторов 8...800 см³, давление до 21 МПа, максимальная частота вращения 500... 800 мин⁻¹, достигая 2000 мин⁻¹ у гидромашин с малыми рабочими объемами.

Планетарные гидромоторы можно классифицировать по кинематической схеме и конструкции устройства распределения.

На рис. 3.40 изображены основные кинематические схемы планетарных гидромашин. Эти схемы отличаются видом механизма, преобразующего планетарное движение внутренней или внешней шестерни в концентрическое движение вала машины. В схеме на рис. 3.40, а это осуществляется (первая схема) благодаря дополнительному внутреннему эвольвентному зацеплению внешней шестерни, совершающей планетарное движение, а в схеме, показанной на рис. 3.40, б

(вторая схема) — посредством подвижной муфты, выполненной в виде двойного силового кардана.

В планетарных гидромашинах, изготовленных по первой кинематической схеме, выходной вал совершает полный оборот за несколько рабочих циклов и его частота вращения примерно в z_1/z_2 раз больше, чем частота вращения внешней шестерни.

Преобразующим механизмом здесь является внутренняя передача эвольвентного зацепления с малой разницей чисел зубьев. Внешняя кольцевая шестерня 1 кроме наружного венца z_1 имеет внутренний венец z_3 , образующий рабочую пару с внутренней шестерней z_4 , совершающей концентрическое движение с валом. В этих машинах при обкатывании внешней шестерни по направляющей z_2 одновременно венец z_3 обкатывается по шестерне z_4 вала и передает ему вращение. За один оборот вала внешняя шестерня совершает $n_6 = z_1/i$ циклов, где передаточное число $i = 1 + z_1(z_3 - z_4)/z_4$.

Рабочий объем гидромашин, выполненных по первой схеме, равен

$$V_0 = 2\pi A B D_{a2} z_2 / i, \quad (3.59)$$

где A — расстояние между центрами внешней и внутренней шестерен; B — ширина шестерен; D_{a2} — диаметр внешней шестерни.

У гидромашин, изготовленных по второй схеме, выходной вал вращается с той же частотой, что и внутренняя шестерня. Гидромоторы в этом случае при одинаковых размерах рабочей пары имеют рабочий объем в i раз больше, чем у выполненных по первой схеме. Рабочий объем гидромотора

$$V_0 = 2\pi A B D_{a2} z_2. \quad (3.60)$$

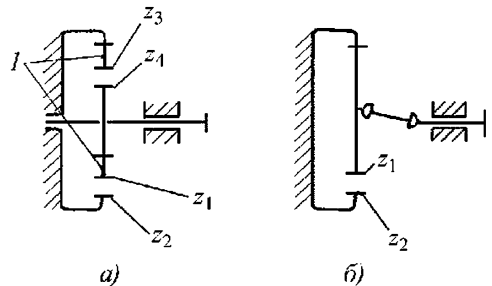


Рис. 3.40. Кинематические схемы планетарно-роторных гидромашин

Рассмотрим конструктивные особенности некоторых образцов планетарных гидромоторов, выпускаемых серийно в нашей стране и за рубежом.

Сорокским заводом Hydroinrex (Молдова) производится типоразмерный ряд планетарных гидромоторов типа ГПР-Ф. Эти гидромоторы имеют первую кинематическую схему и поэтому относительно малые габаритные размеры по сравнению с гидромоторами, выполненными по второй схеме.

Гидромоторы этого типа составляют унифицированный типоразмерный ряд, который состоит из семи машин с рабочими объемами 160...630 см³. Они обладают высоким коэффициентом унификации, так как отличаются только одной длиной корпуса, вала, размерами шестерни вала и кольцевого ротора, все остальные детали взаимозаменяемы.

В гидромоторах с рабочими объемами 160, 200, 250 и 350 см³ роторы выполняются в виде одинарного кольца, а в гидромоторах с рабочими объемами 400, 500 и 630 см³ — сдвоенными (т.е. состоят из двух колец). Это уменьшает концентрацию напряжения вдоль контактной линии зубьев внутренней и внешней зубчатых пар. В этих гидромоторах установлены по два ротора гидромоторов с рабочими объемами соответственно 200, 250 и 315 см³.

Конструкция гидромоторов позволяет использовать как параллельное, так и после-

довательное подключение к гидросистеме одновременно нескольких гидромоторов. Кольцевой ротор гидромоторов в радиальном направлении имеет тонкую стенку, которая позволяет ему под давлением испытывать циклическую волновую деформацию при вращении вала. Это увеличивает несущую способность зацепления. Кроме того, наличие тонкостенного кольцевого ротора, способного деформироваться под давлением жидкости, снижает требования к изготовлению зубчатой пары и повышает объемный КПД мотора.

Безболтовое соединение корпусных деталей значительно упрощает сборку гидромотора, а также улучшает его эстетический вид. Вал гидромотора вместе с установленными на нем деталями смонтирован в корпусе так, чтобы на все эти детали с внешних сторон действовало создаваемое во внутренней полости давление жидкости, равное рабочему давлению гидромотора. Это также увеличивает объемный КПД.

Основные технические параметры гидромоторов ряда ГПР-Ф сведены в табл. 3.16. Приведенные данные получены при вязкости рабочей жидкости 60...70 сСт при температуре 50 °С. Давление на выходе гидромоторов до 8 МПа, на входе номинальное 16, а максимальное 20 МПа. Номинальный расход 1,6 л/с, КПД 0,85, гидромеханический КПД 0,9, номинальная мощность 22 кВт. Время реверса

3.16. Технические параметры гидромоторов типа ГПР-Ф

Параметр	Типоразмер						
	160	200	250	320	400	500	630
Рабочий объем, см ³	160	200	250	320	400	500	630
Момент, Н·м:							
номинальный	365	454	567	716	908	1114	1430
страгивания	300	370	465	585	745	915	1174
Частота вращения, мин ⁻¹ :							
номинальная	600	480	378	300	240	190	150
максимальная	780	630	499	390	310	250	200
минимальная	10		6	5		4	3
Масса без жидкости, кг	20	20,5	21	22	23	23,5	24
Момент инерции, кг·м ²	0,0066	0,0073	0,0081	0,0091	0,0105	0,0121	0,0141
Удельная масса, кг/(Н·м)	0,055	0,045	0,037	0,030	0,025	0,021	0,017

гидромотора 0,1 с при допускаемой частоте $\leq 1/\text{с}$. Продолжительность работы гидромотора при максимальных рабочих параметрах не должна превышать 10 % времени средней наработки. 90%-ный ресурс гидромотора составляет 6000 ч. Критерием предельного состояния является снижение КПД на 20 %. Номинальная толщина фильтрации рабочей жидкости гидромоторов типа ГПР-Ф составляет 63 мкм.

Наличие высокого давления в полости гидромоторов позволяет исключить дренажную линию отвода утечек, что упрощает схему гидропривода. Однако высокое давление в полости корпуса предъявляет повышенные требования к уплотнению вала гидромотора.

Гидромоторы со второй кинематической схемой (см. рис. 3.40), обеспечивающей планетарное движение внутренней шестерни, получили более широкое распространение, чем рассмотренные выше. Они обладают малыми радиальными габаритными размерами, относительно высокой частотой вращения, низкой неравномерностью вращения при малой скорости и высоким пусковым моментом, однако им свойственны большие осевые габаритные размеры и повышенные требования к фильтрации жидкости.

Крупнейшим в Европе производителем планетарных гидромоторов этой схемы является фирма Sauer-Danfoss. Их типовая конструкция гидромотора и описание принципа его работы были приведены ранее (см. рис. 3.37 и 3.38). Фирмой выпускаются гидромоторы с ра-

бочими объемами 8...800 см³ с максимальной частотой вращения 2500 мин⁻¹ у малых типов и 600 мин⁻¹ у больших. Максимальный момент 13...2100 Н·м в диапазоне мощностей 2...64 кВт.

Кроме «нормального» исполнения основные типы гидромоторов фирмы Sauer-Danfoss могут быть поставлены в варианте, специально приспособленном для встройки, например, в ступицу колеса (мотор-колесо), а также в варианте без подшипников, рассчитанном на монтаж с передачей, которая сама имеет необходимые подшипники (так называемый «короткий» гидромотор).

ОАО «Омскгидропривод» по лицензии фирмы Sauer-Danfoss выпускаются гидромоторы типа МГП ряда OMS с рабочими объемами 80,5...314,9 см³.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

3.1. Балденко Д.Ф., Бидман М.Г., Калишевский В.Л. и др. Винтовые насосы. М.: Машиностроение, 1982. 224 с.

3.2. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. 496 с.

3.3. Объемные гидромеханические передачи / О.М. Бабаев, Л.Н. Игнатов, Е.С. Кисточкин и др.; под ред. Е.С. Кисточкина. Л.: Машиностроение, 1987. 256 с.

3.4. Докукин А.В., Рогов А.Я., Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. М.: Машиностроение, 1980. 287 с.

3.17. Технические параметры гидромоторов фирмы Sauer-Danfoss

Серия	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа (длительное/краткое/пиковое)	Расход, л/мин	Мощность, кВт
OML	8...32	7,0/12,5/14,0	16	2
OMM	8...50	10,0/14,0/20,0	20	3,2
OMP	25...400	14,0/17,5/20,0	60	13
OMR	50...375	17,5/20,0/22,5		75
OMH	200...500		20,0/21,0/22,5	75
OMEW	100...315	17,5/21,0/22,5	60	15
OMS	80...400	20,0/24,0/28,0	125	21
OMT	160...500	25,0/35,0/40,0		70
TMT	250...630	20,0/24,0/28,0	200	40
OMV	315...800			70
				64

3.5. **Дьячков Б.И.** Высокомоментные гидромоторы однократного действия. М.: Машиностроение, 1980. 119 с.

3.6. **Основы** теории и конструирования объемных гидропередат / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев и др.; под ред. В.Н. Прокофьева. М.: Высшая школа, 1968. 398 с.

3.7. **Башта Т.М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

3.8. **Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н.** Гидравлический привод. М.: Машиностроение, 1968. 502 с.

3.9. **Гидравлика**, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

3.10. **Васильченко В.А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

3.11. **Свешников В.К.** Станочные гидроприводы. 5-е изд. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.

3.12. **Зайченко И.З., Мышлевский Л.М.** Пластинчатые насосы и гидромоторы. М.: Машиностроение, 1970. 230 с.

3.13. **Свешников В.К.** Гидрооборудование: международный справочник. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели. М.: Изд. центр «Техинформ», МАИ, 2001. 360 с.

3.14. **Юдин Е.М.** Шестеренные насосы М.: Машиностроение, 1964. 235 с.

3.15. **Бирюков Б.Н.** Роторно-поршневые гидравлические машины М.: Машиностроение, 1972. 150 с.

Глава 4

ГИДРОАППАРАТЫ

4.1. ВИДЫ ГИДРОАППАРАТОВ

Гидроаппараты (ГА) предназначены для регулирования параметров потоков рабочей жидкости в гидроприводах в соответствии со знаком и величиной входных сигналов. К этим параметрам относятся значение расхода жидкости и уровень давления в потоке. ГА можно классифицировать по схеме, показанной на рис. 4.1. Аппаратура согласно схеме делится на две основные группы.

Направляющие ГА имеют релейный входной сигнал, управляют направлением потока без дросселирования и включают в себя запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ) золотникового или клапанного типа. Управление ЗРЭ может осуществляться механическим входным сигналом (ручное, гидравлическое или пневматическое управление) или электрическим входным сигналом с помощью электромеханического преобразователя сигналов (ЭМП), преобразующего электрический сигнал в механический. При этом для повышения качества и надежности управления в ряде случаев используют предварительные каскады усиления с маломощными гидроусилителями различных типов.

Регулирующие ГА управляют параметром потока по пропорциональному закону, проводя его дросселирование. Так же, как и в направляю-

щих ГА, входной сигнал может быть механическим и электрическим. Различают ГА, регулирующие расход жидкости, и ГА, регулирующие давление. Регуляторы расхода с электрическим входным сигналом называют *дросселирующими электрогидравлическими распределителями* (ЭГР).

ГА в составе гидроприводов и других систем находят широкое применение в различных видах промышленного, исследовательского и специального оборудования. В качестве примера на рис. 4.2 показаны области применения ЭГР в промышленности. Вертикальная ось рисунка отражает уровень мощности распределителя, горизонтальная — уровень быстродействия. Центральную часть рисунка занимают наиболее типичные подобласти применения ЭГР.

Известно много схем и конструкций гидроаппаратов управления, однако практическое применение находит только та их часть, которая обладает наилучшими технико-экономическими показателями в производстве и эксплуатации. Излагаемая ниже информация ориентирована на эту часть.

4.2. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ, УПРАВЛЯЮЩИЕ РАСХОДОМ

ЭГР классифицируются в соответствии с рис. 4.3, на котором использованы обозна-

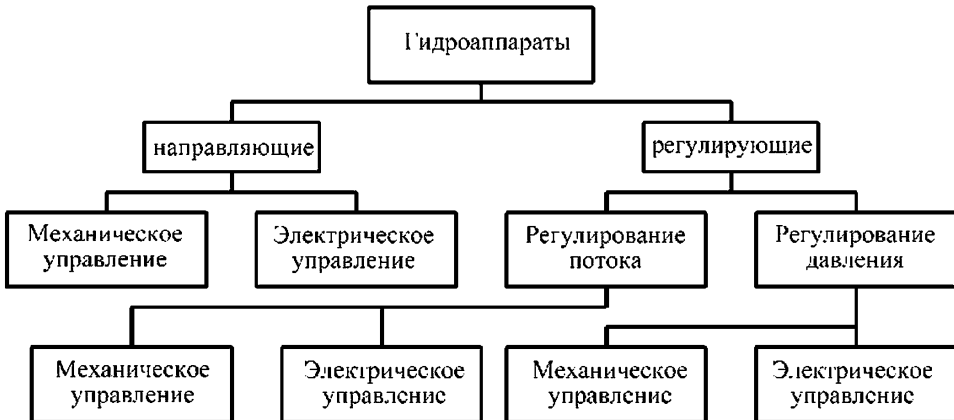


Рис. 4.1. Схема классификации ГА

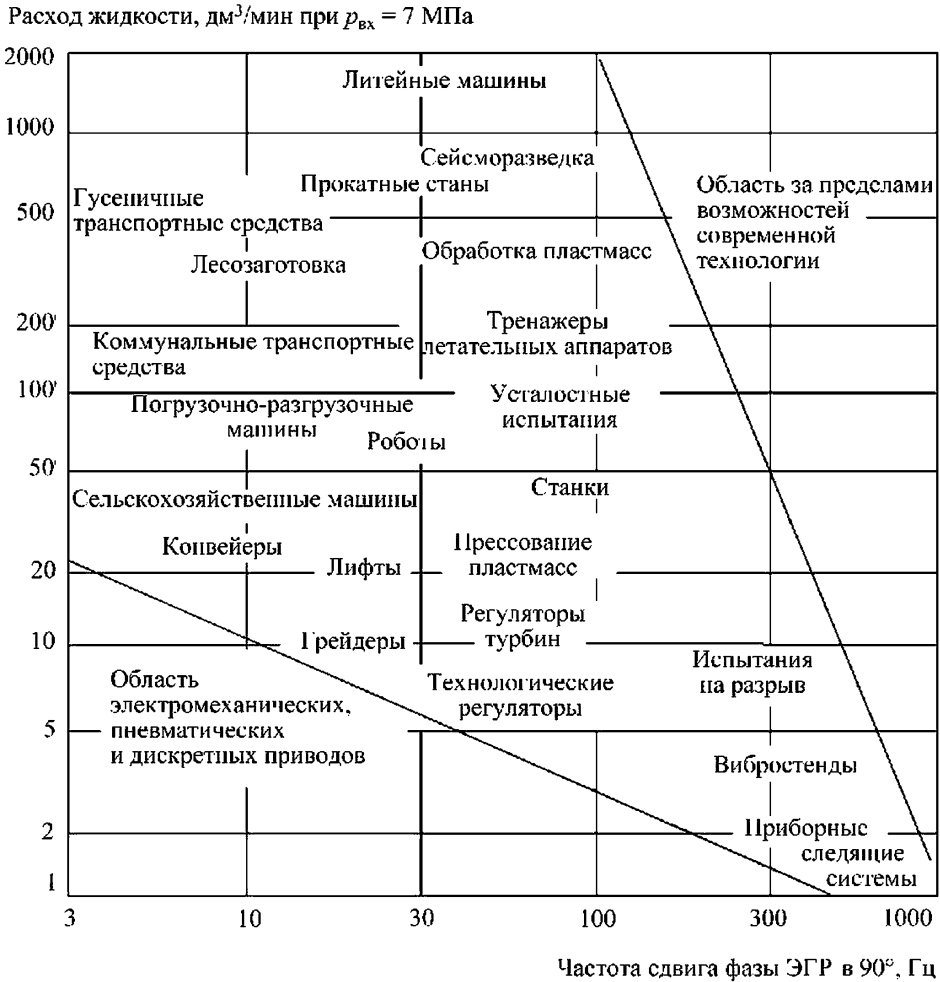


Рис. 4.2. Спектр промышленного применения ЭГР

чения: ЭГПР — электрогидравлический пропорциональный распределитель; ЭГУ — электрогидроусилитель; ЭГР-Q — электрогидравлический распределитель, регулирующий расход; 1К-3К — число каскадов усиления; ПЭМ — пропорциональный электромагнит; ЦЗР — цилиндрический золотниковый распределитель; ПР — пружинное центрирование золотника; ОСЭ — обратная связь электрическая; ОСД — обратная связь по давлению; ОСМ — обратная связь механическая; ПЭМП — поляризованный электромеханический преобразователь сигналов; ГУСЗ — гидроусилитель с соплом-заслонкой; ГУСТ — гидроусилитель со «струйной трубкой»; РЛМ — редкоземельный момент-

ный мотор; РЛМ — редкоземельный линейный мотор.

Различают два вида ЭГР: ЭГРП и ЭГУ.

Первые ЭГУ появились в 50-е годы XX в. как устройства систем управления авиационно-ракетной и специальной техникой. Наиболее широко применяются двухкаскадные ЭГУ, схемы которых показаны на рис. 4.4-4.7. Схема с центрирующими пружинами (см. рис. 4.4) включает в себя ЭМП 1, заслонку 5, сопла 2 и 6, золотник 3, пружины 4, камеры управления 8 и 9, гильзу 7. Схема с механической обратной связью (см. рис. 4.5) без пружин в торцевых камерах золотника имеет упругий стержень механической обратной связи. Схема с электрической обратной связью (см. рис. 4.6)

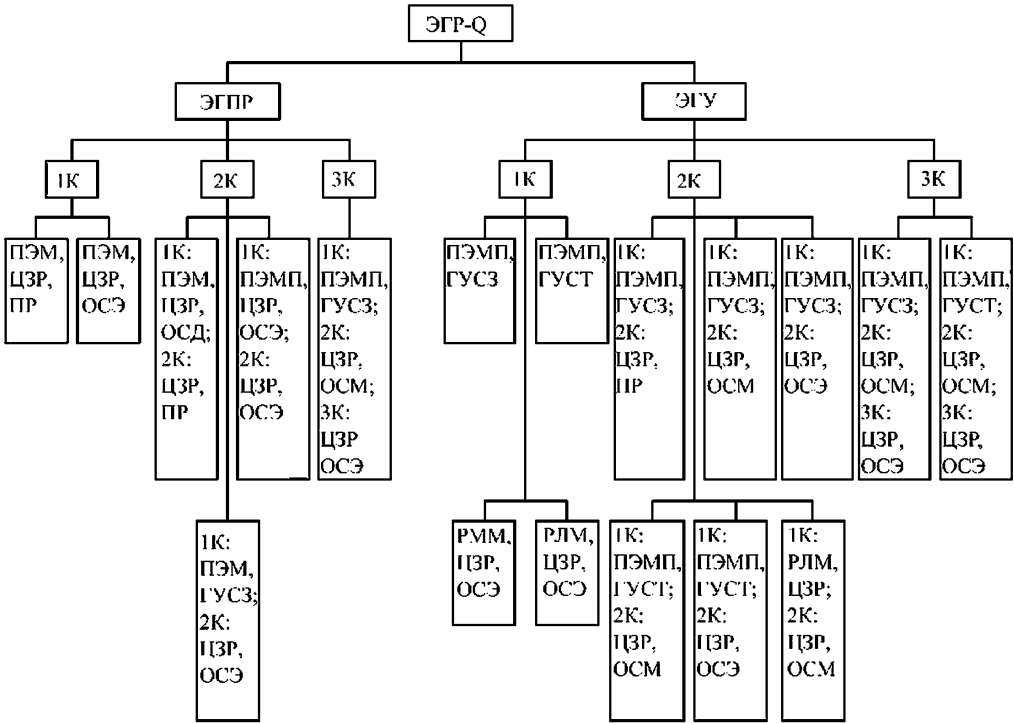


Рис. 4.3. Схема классификации ЭГР, управляющих расходом

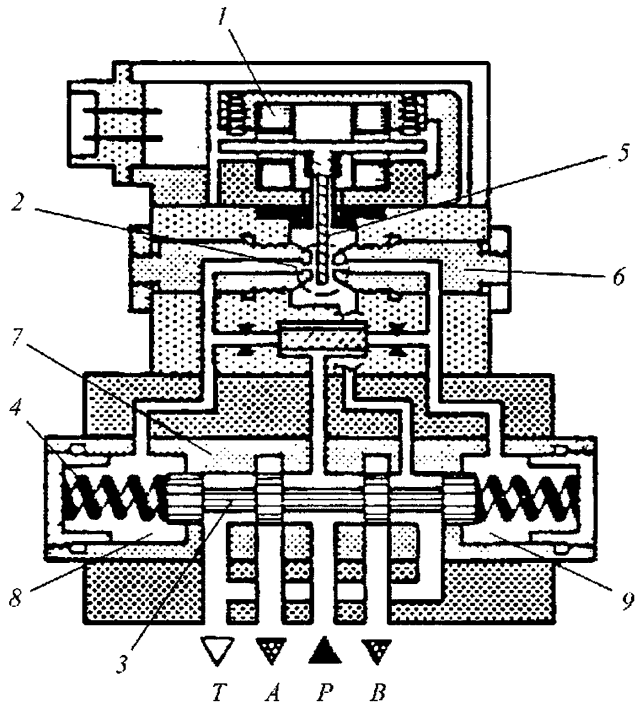
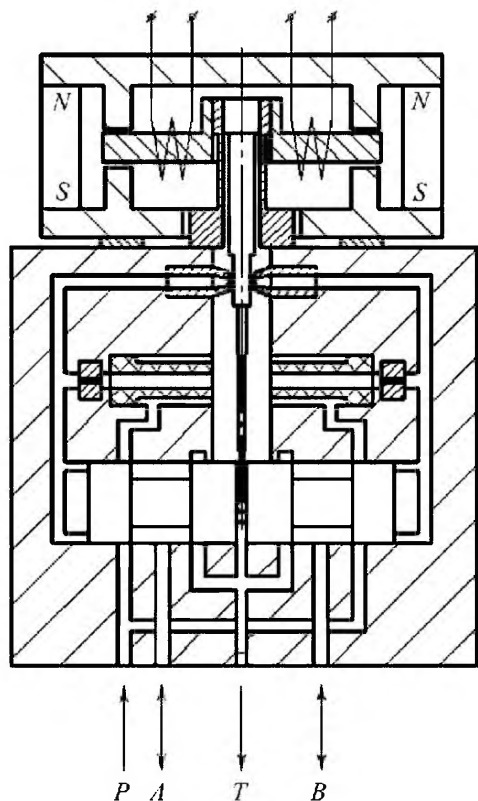


Рис. 4.4. Схема ЭГУ с центрирующими пружинами на золотнике:
T — в сливной бак; *A* и *B* — выходные каналы; *P* — канал питания жидкости под давлением



содержит индуктивный датчик положения золотника (линейный переменный трансформатор), имеющий якорь 1, первичную и вторичные обмотки 2. На рис. 4.7 и 4.8 показаны схе-

Рис. 4.6. Схема ЭГУ с электрической обратной связью по положению золотника:

X и Y — каналы питания жидкостью под давлением и слива жидкости в первом каскаде ЭГУ соответственно; обозначения остальных каналов см. на рис. 4.4

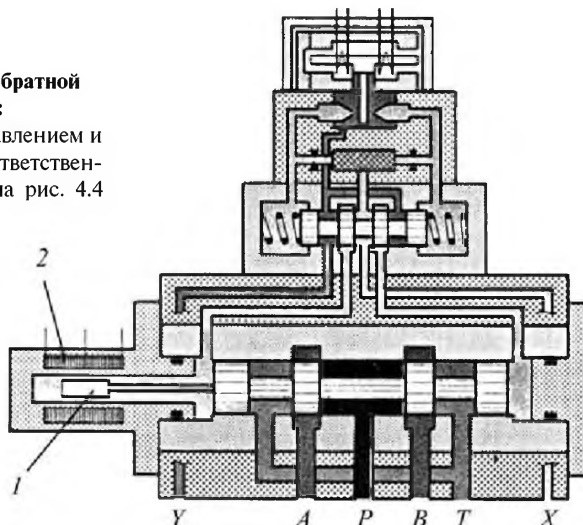


Рис. 4.5. Схема ЭГУ с соплом-заслонкой и механической обратной связью по положению золотника:

N и S — полюсы магнита ЭМП; обозначения каналов см. на рис. 4.4

мы ЭГУ со струйной трубкой, механической и электрической обратными связями.

ЭГУ отличаются малыми габаритными размерами и массой, имеют высокое быстродействие и точность регулирования. При очистке жидкости перед ЭГУ с номинальным уровнем фильтрации (5...12 мкм) усилители обладают высокой надежностью. Однако эти устройства сравнительно дороги. Цена различных ЭГУ может существенно ограничивать их применение в общемашиностроительной технике.

В 80-е годы XX в. разработаны ЭГПР, имеющие цену значительно ниже цены ЭГУ. ЭГПР являются логическим развитием направляющих ГА — релейных гидрораспределителей с ручным или дистанционным управлением (электрическим, гидравлическим, пневматическим), давно применявшихся в машиностроении.

Отличительными особенностями ЭГПР являются: достаточная надежность при нормальном уровне фильтрации жидкости на входе (25 мкм); малое или среднее быстродействие; малые потери давления в каналах; повышенные зона нечувствительности и нелинейность статической расходной характеристики; существенно большие, чем в ЭГУ, габаритные размеры и масса.

В большинстве ЭГПР в качестве ЭМП используются ПЭМ (рис. 4.9).

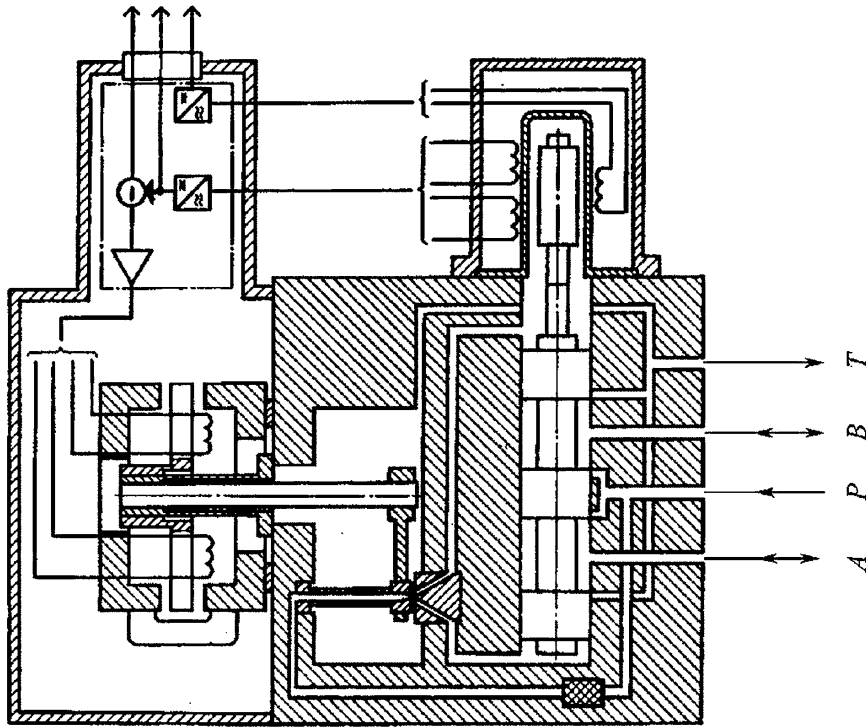


Рис. 4.8. Схема ЭГУ со струйной трубкой, электрической обратной связью по положению золотника и встроенной электронной замкнутого контура (обозначения см. на рис. 4.4)

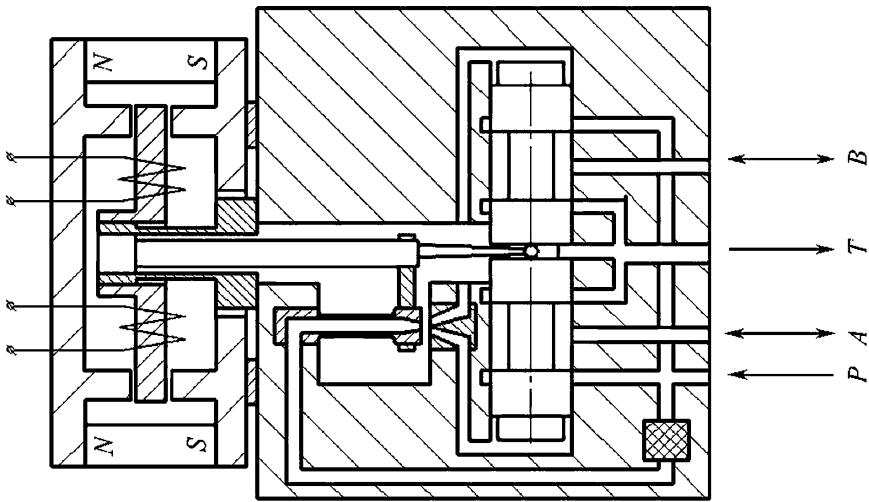


Рис. 4.7. Схема ЭГУ со струйной трубкой и механической обратной связью по положению золотника (обозначения см. на рис. 4.4 и 4.5)

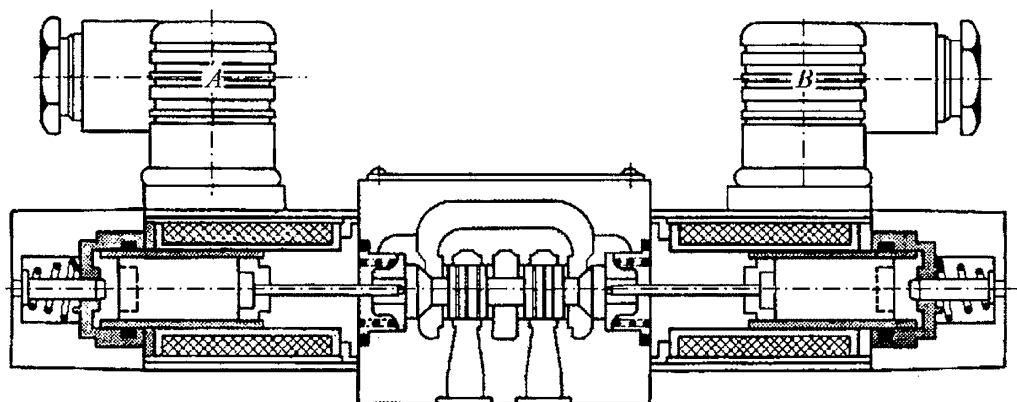


Рис. 4.9. Однокаскадный ЭГПР с пропорциональными магнитами *A* и *B*

Число каскадов усиления ЭГПР определяется значением номинального выходного расхода и требуемым быстродействием. По мере увеличения расхода и быстродействия возрастает число каскадов. Известны трехкаскадные ЭГПР с расходом до 3000 дм³/мин. При расходах в несколько кубических дециметров в минуту применяют, как правило, однокаскадные распределители.

В качестве предварительного каскада усиления в двухкаскадных ЭГПР используют проточные и непроточные гидроусилители (ГУ). Проточные ГУ выполняют на основе устройств сопло—заслонка или струйная трубка и имеют повышенную непроизводительную утечку жидкости. Более экономичны непроточные схемы, в которых золотниковые распределители имеют положительные перекрытия отсечных кромок.

ЭГПР могут отличаться по исполнению схемы привода запорно-регулирующего элемента предварительного каскада. В схемах с соплом—заслонкой и струйной трубкой наиболее часто используют поляризованные ЭМП с мостовой магнитной системой (см. рис. 4.5, 4.7, 4.8). Золотник предварительного каскада может перемещаться раздельно с действующими ПЭМ. При этом каждый ПЭМ (*A* или *B*) перемещает золотник только в одну сторону от нейтрали (см. рис. 4.9). Более простую схему управления ЭГПР можно получить при управлении золотником одним ПЭМ (рис. 4.10). При этом движение золотника в сторону ПЭМ обеспечивается пружиной.

Позиционирование золотника выходного каскада может осуществляться центрирующими пружинами (см. рис. 4.4 и 4.11), механиче-

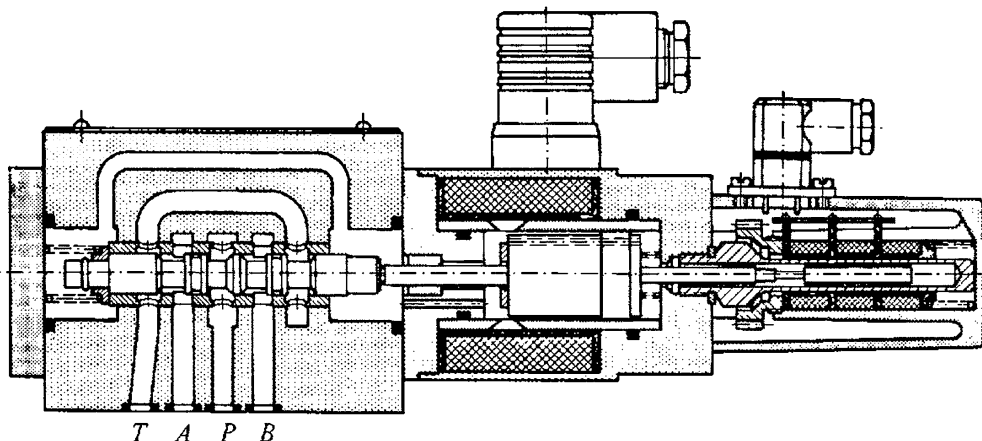


Рис. 4.10. Однокаскадный ЭГПР с пропорциональным магнитом и электрическим датчиком (крайний справа) положения золотника

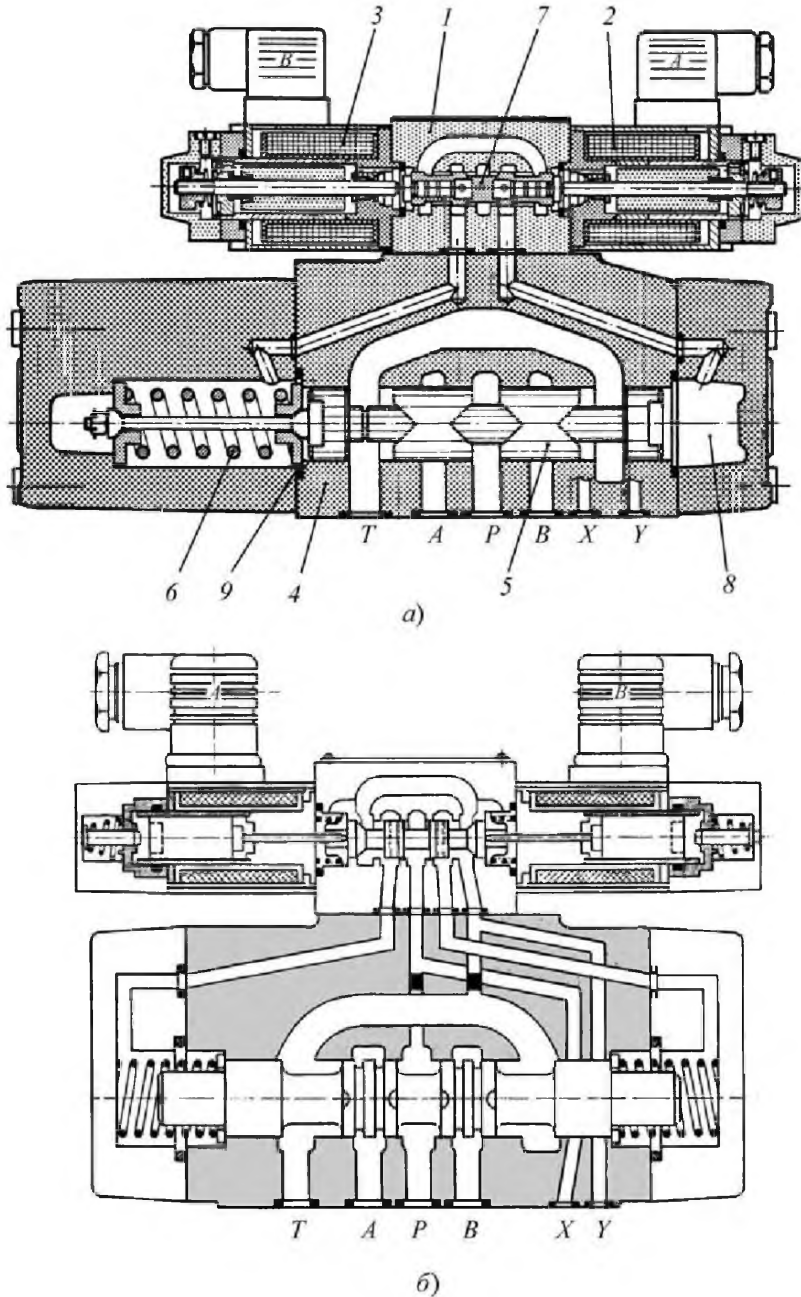


Рис. 4.11. Двухкаскадные ЭГПР с пружинным центрированием золотника выходного каскада
a — в предварительном каскаде — регуляторы давления с обратной связью по давлению; *б* — в предварительном каскаде — четырехлинейный трехпозиционный золотниковый распределитель; 1 — корпус регулятора; 2 — ПЭМ А; 3 — ПЭМ В; 4 — корпус основного золотника; 5 — основной золотник; 6 — пружина, центрирующая основной золотник; 7 — поршень регулятора; 8 — камера управления основным золотником; 9 — ограничитель хода основного золотника (обозначения каналов см. на рис. 4.6)

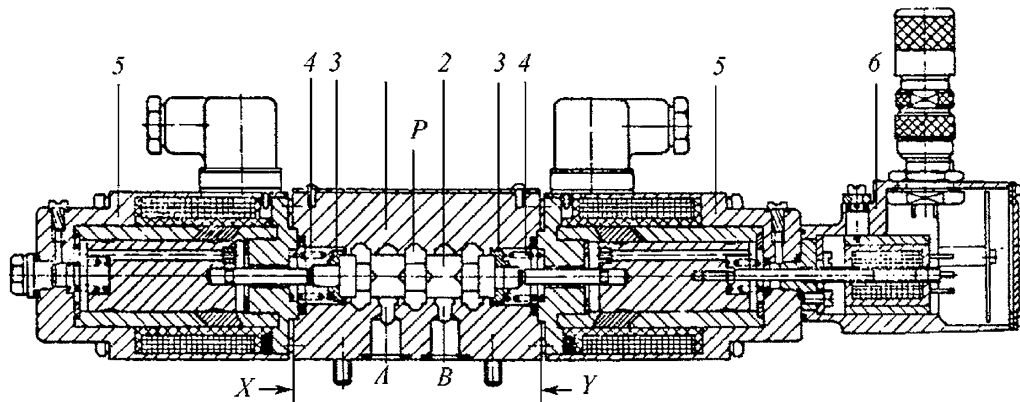


Рис. 4.12. Четырехлинейный распределитель с управлением ПЭМ и электрической обратной связью: 1 — корпус золотника; 2 — золотник; 3 — подвижные шайбы; 4 — центрирующие золотник пружины; 5 — корпус левого и правого ПЭМ; 6 — датчик обратной связи (обозначения каналов см. на рис. 4.6)

ской обратной связью (см. рис. 4.5), электрической обратной связью (см. рис. 4.6 и 4.12).

4.3. ТЕРМИНОЛОГИЯ

Для исключения неодинакового толкования технического существа вопросов, возникающих на практике между изготовителем и пользователем ЭГР, важно использовать одинаковые определения параметров и характеристик распределителей. Ниже приведены основные определения.

Входной ток I , мА, — ток, поступающий в ЭГР, который регулирует расход на выходе (в линиях к нагрузке).

Ток управления I_y , мА, — ток, определяющий расходную характеристику и учитывающий смещение нуля (рис. 4.13, а).

Номинальный ток I_n , мА, — ток управления, при котором задается значение номинального расхода.

Ток насыщения $I_{нас}$, мА, — ток управления, соответствующий области насыщения по расходу (постоянному значению расхода).

Ток осцилляции $I_{осц}$, мА, — высокочастотный гармонический ток управления, подаваемый одновременно с входным током для улучшения параметров ЭГР.

Электрическая мощность управления, Вт, — энергия, необходимая для регулирования расхода.

Полярность — отношение между направлением расхода жидкости в выходных каналах и направлением тока управления.

Сопротивление обмотки R , Ом, — активное сопротивление обмотки ПЭМП или ПЭМ.

Индуктивность обмотки L , Гн, — параметр, характеризующий способность обмотки препятствовать изменению тока управления.

Расход жидкости Q , $\text{дм}^3/\text{мин}$, — объем жидкости, протекающей в единицу времени через входные каналы ЭГР.

Расходная характеристика $Q(I)$ — зависимость расхода жидкости от входного тока (отсутствует разность давления в выходных каналах) (см. рис. 4.13).

Номинальный расход Q_n , $\text{дм}^3/\text{мин}$, — расход жидкости, характеризующий уровень мощности на выходе ЭГР.

Расход насыщения $Q_{нас}$, $\text{дм}^3/\text{мин}$, — расход в области насыщения.

Ток трогания $I_{тр}$, мА, — входной ток, при котором проявляется расход жидкости в выходных каналах.

Зона нечувствительности расходной характеристики $I_{з.н}$, мА, — абсолютное значение алгебраической разности токов трогания, полученных при замкнутом цикле изменения входного тока от $+I_{тр}$, соответствующего положительному направлению расхода жидкости, до величины $-I_{тр}$, соответствующей отрицательному направлению расхода жидкости, выражается в процентах от I_n , мА (см. рис. 4.13, б).

Гистерезис расходной характеристики I_g — максимальная ширина петли на расходной характеристике без учета $I_{з.н}$, определяемая при изменении входного тока от положительного номинального значения $+I_n$ до значения отри-

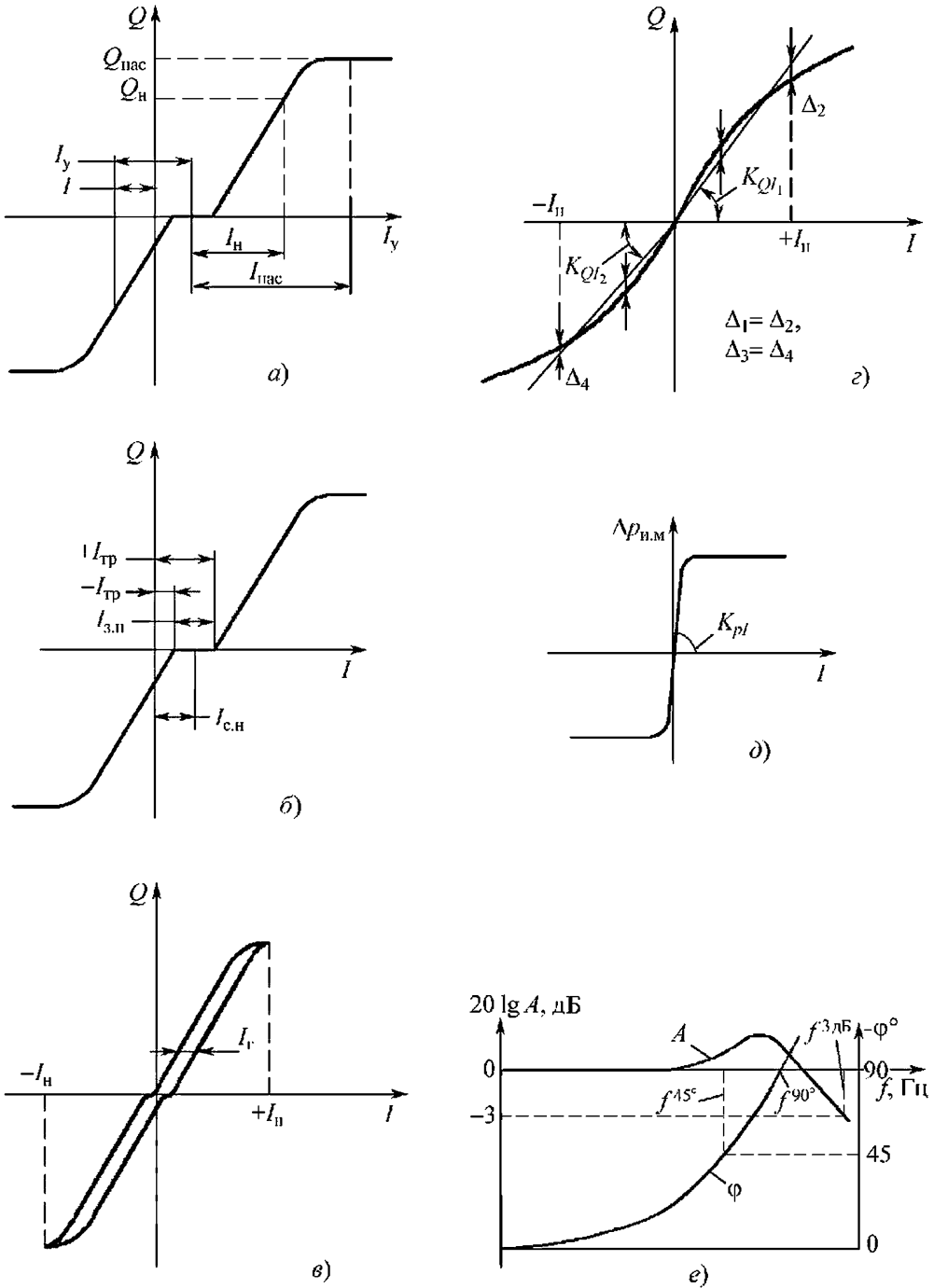


Рис. 4.13. Статические и частотные характеристики ЭГР:

a — номинальные параметры; *б* — зона нечувствительности, смещение нуля; *в* — гистерезис; *г* — коэффициент усиления по расходу; *д* — силовая характеристика ЭГР; *е* — амплитудно-фазочастотные характеристики ЭГР; $I_{с.н}$ — смещение нуля расходной характеристики

цательного $-I_n$ (см. рис. 4.13, в), выражается в процентах от I_n .

Нуль расходной характеристики — точка, находящаяся на оси тока, посередине зоны нечувствительности.

Смещение нуля расходной характеристики $I_{с.н}$ — значение входного тока, соответствующего середине зоны нечувствительности при нулевом гистерезисе (рис. 4.13, б), выражающаяся в процентах от I_n .

Коэффициент усиления по расходу K_{Qr} , $\text{дм}^3/(\text{мин}\cdot\text{мА})$, — наклон прямой, исходящей из точки, принятой за нуль расходной характеристики и проведенной так, чтобы отклонения $\Delta_{1,2}$ и $\Delta_{3,4}$ от нее расходной характеристики в диапазоне однополярных токов до I_n были наименьшими (рис. 4.13, з).

Несимметричность расходной характеристики, % от большего K_{Qr} , — разность коэффициентов усиления по расходу каждой полярности входного тока.

Нелинейность расходной характеристики, % от Q_n , — максимальное отклонение расходной характеристики от прямой, определяющей коэффициент усиления по расходу.

Утечка жидкости, $\text{дм}^3/\text{мин}$, — расход жидкости из сливной гидролинии при токе, соответствующей смещению нуля.

Давление нагрузки p_n , МПа, — разность давлений в выходных каналах ЭГР (перепад давлений $\Delta p_{н.м}$ между гидролиниями к исполнительному механизму — ИМ).

Силовая характеристика $p_n(I)$ — зависимость давления нагрузки от входного тока при отсутствии расхода жидкости в выходных каналах ЭГР к ИМ (рис. 4.13, д).

Коэффициент усиления по давлению K_{pI} , МПа/мА, — наклон силовой характеристики в пределах ± 40 % от максимального значения p_n .

Давление в ИМ при отсутствии смещения золотника, МПа, — давление в гидролиниях к ненагруженному ИМ при $I_{с.н}$.

Дрейф нуля расходной характеристики, % от I_n , отклонение смещения нуля от первоначального положения, возникающего с течением времени или при изменении условий эксплуатации.

4.4. КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА ЭГР

При разработке и применении ЭГР важны определенные критерии качества. Рассмотрим их.

Значения параметров статической расходной характеристики определяются нормами на нелинейность, несимметрию, гистерезис, зону нечувствительности и смещение нуля. При нормальной температуре жидкости (30...40 °С) следует указывать технологическое смещение нуля, с которым ЭГР выпускается изготовителем. Допускается дрейф нуля при нормальной температуре жидкости во время эксплуатации, в 2–3 раза превышающий технологическое смещение нуля.

Коэффициенты усиления по расходу и давлению в области нуля зависят от величин перекрытия на кромках золотника. При увеличении перекрытий коэффициенты уменьшаются. Допуски на эти коэффициенты определяются точностью изготовления золотникового распределителя выходного каскада и стабильностью характеристик предварительного каскада усиления.

Устойчивость ЭГР определяется отсутствием автоколебательных режимов в заданном диапазоне условий эксплуатации. Как правило, появлению автоколебаний способствует повышение давления питания и температуры жидкости.

Быстродействие ЭГР оценивают по частотам падения амплитуды A расхода на 3 дБ или сдвигу фазы φ на -45° (рис. 4.13, е). При анализе устойчивости системы с ЭГР определяют частоту фазового сдвига на -90° . Быстродействие ЭГР увеличивается с ростом давления питания в заданном интервале.

Показатели надежности и долговечности устанавливаются в соответствии с ГОСТ 27.002–89 «Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения»:

— средняя наработка на отказ (до досрочного снятия образца $T_{д.с}$) — математическое ожидание наработки до первого отказа;

— ресурс — наработка на отказ от начала эксплуатации, ч;

— срок службы — календарная продолжительность в годах от начала эксплуатации до наступления состояния, оговоренного технической документацией.

Помехозащищенность определяется степенью чувствительности статических и динамических характеристик ЭГР к изменению давлений питания p_n , слива $p_{с.л}$, температуры жидкости $T_{ж}$ и к внешним воздействиям (вибрациям, ударам, линейным ускорениям, магнитным полям и т.п.).

Энергетическая эффективность зависит от значения непроизводительной утечки жидкости, % от Q_n , и значения потребляемой электрической мощности, Вт.

Сигнал осцилляции является отрицательным фактором, так как приводит к дополнительному износу золотникового распределителя и уменьшает ресурс ЭГР.

Массогабаритные показатели важны для сложных комплексных изделий с применением нескольких ЭГР и имеющих соответствующие ограничения.

Диапазоны допустимых условий эксплуатации по давлению подачи, слива, температуре и вязкости жидкости. Чем шире эти диапазоны, тем выше качество ЭГР и больше область его возможного применения.

Технологичность в производстве особенно важна при серийном выпуске. Конструкция ЭГР должна обеспечивать использование современных высокоэффективных технологических процессов, определяющих снижение себестоимости изделия.

Цена является существенным фактором, определяющим выбор типа ЭГР для применения в приводах и других устройствах.

Контролепригодность обеспечивает возможность контроля ЭГР при эксплуатации, прогнозирования видов отказов и метода ремонта.

Ремонтпригодность — желательное качество ЭГР в условиях ограниченного выпуска таких устройств и их высокой стоимости. Для высококачественных ЭГР ремонт практически невозможен вследствие специализации технологических процессов.

Возможность регулировки статических и динамических характеристик при эксплуатации характерна для ЭГР с электрической обратной связью.

Отказобезопасность ЭГР обеспечивает заданное состояние ИМ (неподвижность, движение с необходимой скоростью в заданном направлении) при отказах как в самом ЭГР, так и в приводе или системе, в которой ЭГР использован.

4.5. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЭГР

Конструктивное исполнение ЭГУ и ЭГПР имеют характерные отличия. Поскольку к ЭГУ предъявляются жесткие требования по габаритным размерам и массе, то их корпуса чаще всего выполняются из алюминиевых сплавов и реже из стали (при p_n до 32,0 МПа и $T_{ж}$ до 200 °С). Получение высоких точностных характеристик диктует применение распределителей на основе пары золотник-гильза с малыми радиальными

зазорами и близкими к нулевым перекрытиями кромок золотника. Дросселирующие окна в гильзах получают электроэрозионным способом, дросселирующие кромки золотников — на профильно-шлифовальных станках.

Предварительные каскады ЭГУ включают в себя встроенные фильтры, обеспечивающие защиту малых отверстий гидроусилителей сопло—заслонка или струйная трубка и имеющие уровень фильтрации в 2 и более раз хуже, чем на входе в агрегат, в котором используется ЭГУ. Эти фильтры защищают усилитель от малочисленных крупных частиц в жидкости сборочного и монтажного характера. Пропускаемые ими частицы свободно проходят через малые отверстия в гидроусилителях предварительных каскадов ЭГУ.

ЭГПР конструктивно более просты по сравнению с ЭГУ. Корпус золотниковой части выходного каскада ЭГПР выполняется чугуном или стальным, отличается повышенной гидравлической проводимостью каналов, обеспечивающей малые потери давления. Эти потери составляют $\leq 10\%$ от p_n при номинальном расходе в отличие от ЭГУ, в которых они доходят до 30 %.

Золотник выходного каскада, как правило, устанавливается в корпусе без гильзы, характерной для ЭГУ. Перекрытия по дросселирующим кромкам выполняются с невысокими требованиями по точности и могут достигать 30 % от номинального хода золотника. Наличие повышенных положительных перекрытий и центрирующих пружин (см. рис. 4.9, 4.11) вызывает увеличенную по сравнению с ЭГУ зону нечувствительности.

Для обеспечения плавных разгонно-тормозных процессов в приводах с ЭГПР отсечные кромки их золотников профилируют треугольными или овальными пазами или наклонными лысками (см. рис. 4.11 и 4.12). Изготавливать наклонные лыски проще, но они способствуют заклиниванию золотника. Нелинейный нарастающий закон изменения площади открытия щели по ходу золотника улучшает условия устойчивости привода в области нуля расходной характеристики распределителя.

Электронная схема управления для большинства современных ЭГР конструктивно входит в состав блока, выполняемого отдельно от распределителя и соединяемого с ним электрическими линиями с разьемами. С целью повышения надежности ЭГР в последнее время разработаны распределители, конструкция

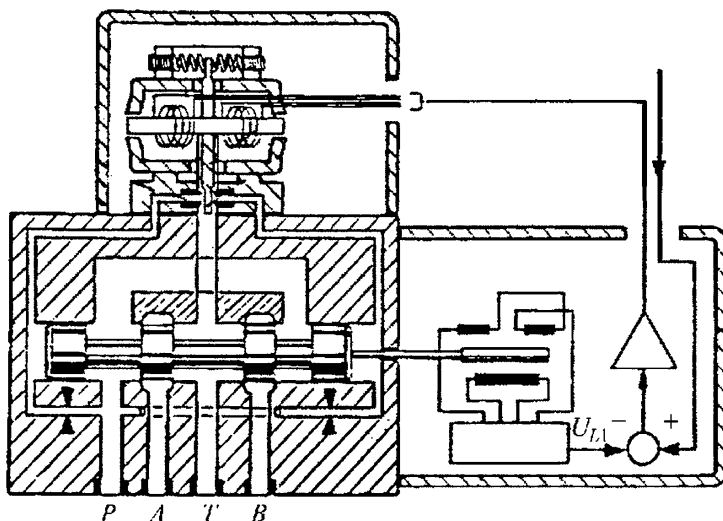


Рис. 4.14. Двухкаскадный ЭГПР со встроенной электроникой: U_{L1} — напряжение на выходе датчика обратной связи (обозначения каналов см. на рис. 4.4)

которых включает в себя электронную часть. Увеличение надежности достигается исключением части электрических линий с соответствующими разъемами. При этом упрощается

эксплуатационное обслуживание приводов, улучшается качество работы привода за счет исключения помех в протяженных электрических линиях связи (см. рис. 4.8, 4.14 и 4.15).

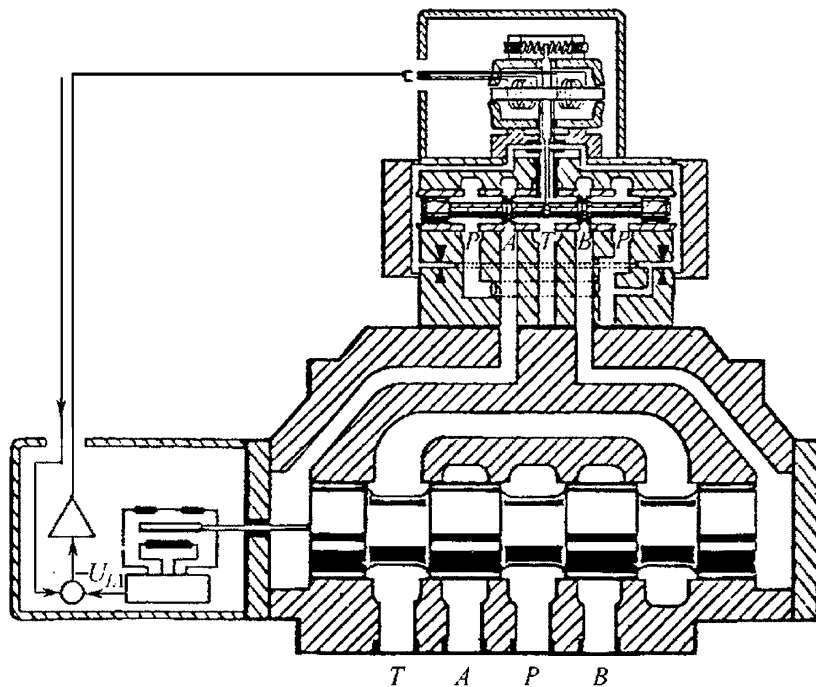


Рис. 4.15. Трехкаскадный ЭГПР со встроенной электроникой: U_{L1} — напряжение датчика обратной связи (обозначение каналов см. на рис. 4.4)

В ЭГУ и ЭГПР в последнее время стали широко применять взаимноиндуктивные преобразователи (линейные дифференциальные трансформаторы). Они выполняют роль датчиков электрических обратных связей, а также датчиков систем контроля и диагностики. В однокаскадных ЭГР датчики устанавливают на подвижном устройстве якорь электромагнита — золотник; в двух- и трехкаскадных распределителях датчик применяют для получения обратной связи от каскада.

Датчики содержат подвижный якорь, соединенный с золотником, и неподвижные обмотки, действующие совместно с электронной частью датчиков. Якорь перемещается внутри герметичной тонкостенной немагнитной трубки, отделяющей его обмотки от рабочей жидкости (см. рис. 4.10).

В других исполнениях якорь соединен с золотником через тягу, уплотняемую резиновым кольцом (см. рис. 4.15). Тонкостенная трубка исключает трение и в отличие от конструкции с резиновым кольцом не имеет ограничения по ресурсу, но более сложна в изготовлении. В конструкциях датчиков применяют устройства, позволяющие совмещать электрическую нейтраль датчика с гидравлической нейтралью золотникового распределителя.

4.6. СРАВНЕНИЕ ЭГУ И ЭГПР

Технические системы с электрогидравлическим приводом, весьма разнообразны и могут сильно отличаться по уровню характеристик, надежности и стоимости. Высококачественные системы создаются на основе совершенной элементной базы и, как правило, характеризуются повышенной стоимостью. Применять дорогостоящие элементы в системах с невысокими техническими характеристиками нецелесообразно экономически.

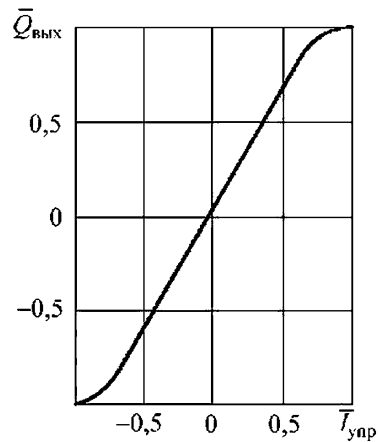
Анализ данных по выпускаемым промышленностью ЭГУ и ЭГПР показывает, что между этими устройствами нет четкой границы по уровню технических характеристик и стоимости.

Основными характеристиками ЭГР, наиболее полно отражающими их технические возможности, являются статическая расходная, амплитудная и фазовая частотные характеристики.

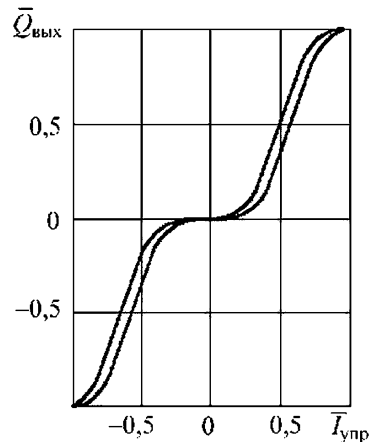
На рис. 4.16 и 4.17 приведены названные характеристики для ЭГУ и ЭГПР, яв-

ляющихся типичными представителями этих групп распределителей. ЭГПР имеют на порядок большую зону нечувствительности, определяющую соответственно меньшую статическую точность управления приводом. Кроме того, ЭГПР отличаются от ЭГУ существенно меньшей частотой пропускания сигналов без значительного искажения амплитуды A и фазы φ .

Характеристики ЭГПР улучшают введением в электронные блоки управления компенсации повышенной зоны нечувствительности распределителя и использованием сиг-



а)



б)

Рис. 4.16. Статические расходные характеристики ЭГУ (а) и ЭГПР (б): $\bar{I}_{упр}$ и $\bar{Q}_{вых}$ — безразмерные значения тока управления и расхода жидкости соответственно

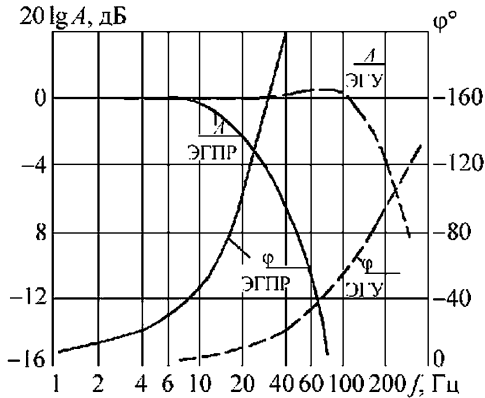


Рис. 4.17. Частотные характеристики ЭГУ и ЭГПР:

A — амплитуда; φ — фаза

нала осцилляции. Для получения характеристик ЭГПР, приближающихся к характеристикам ЭГУ, применяют высокоточные распределители с малыми допусками на перекрытия отсечных кромок золотника, установленного в гильзе, и электрическую обратную связь (см. рис. 4.10).

Наиболее высокими техническими характеристиками среди электрогидрораспределителей обладают ЭГУ. Их развитие за последние 40 лет в значительной степени определило технический прогресс в области электрогидравлических приводов и систем управления. ЭГУ с пружинами, центрирующими золотник (см. рис. 4.4), с 50-х годов XX в. широко применяются в авиационно-ракетных системах, станках с программным управлением, роботах и других областях техники. При высокой культуре производства, эксплуатации и фильтрации жидкости (5... 12 мкм) эти усилители по результатам эксплуатации отечественных авиационных приводов имеют среднюю наработку на отказ $T_{д.с.} > 10^6$ ч. Недостатками таких ЭГУ являются повышенная чувствительность характеристик к изменению условий эксплуатации, т.е. пониженная помехозащищенность, и ограниченные запасы устойчивости.

В дальнейшем промышленность начала производить ЭГУ на основе усилителя сопло—заслонка с механической обратной связью по положению золотника (см. рис. 4.5), обладающие повышенной помехозащищенностью и увеличенными запасами устойчи-

вости. Статические характеристики в них характеризуются меньшими величинами зон нечувствительности, дрейфа нуля, нелинейности, несимметрии. Эти улучшения получены благодаря обеспечению больших значений коэффициента усиления в контуре регулирования ЭГУ [4.1]. Однако вследствие применения в конструкции механической обратной связи в виде упругого стержня усложнилась технология изготовления усилителей.

Дальнейшее развитие двухкаскадных ЭГУ связано с заменой сопла—заслонки на струйную трубку в предварительном каскаде усиления при сохранении механической обратной связи (см. рис. 4.7) [4.2]. Естественный широкополосный шум гидродинамического происхождения малого уровня на выходе высоконапорного струйного ГУ практически устраняет трение на золотнике выходного каскада. Вследствие малых перекрытий на кромках золотника (близких к нулевым) в ЭГУ этого типа практически отсутствует зона нечувствительности. Такая особенность важна для приводов с высокими позиционной точностью и требованиями к быстродействию при малых амплитудах входного сигнала.

Благодаря более высоким коэффициентам усиления по расходу и давлению предварительного каскада со струйной трубкой обеспечивается более высокое быстродействие ЭГУ по отношению к ЭГУ с соплом—заслонкой. При этом сохраняются одинаковые значения расходов жидкости в предварительных каскадах ЭГУ.

Такие ЭГУ более надежны по следующим причинам. В них отсутствуют активные отказы, поскольку засорение минимального сечения проточного тракта усилителя (напорного сопла) не приводит к смещению золотника выходного каскада. Отверстие напорного сопла на порядок больше рабочего зазора между соплом и заслонкой. Струйные усилители в отличие от усилителей с соплом—заслонкой обеспечивают разность давлений на торцах золотника, равную разности давлений питания и слива. При этом осевая сила на золотнике способна срезать разного рода засоряющие частицы в дросселирующем окне гильзы (например, металлическую стружку, не удаленную из корпуса ЭГУ вследствие нарушения технологии при его изготовлении).

Однако технология изготовления ГУ со струйной трубкой существенно сложнее, чем у ГУ с соплом—заслонкой. Геометрические требования к элементам высоконапорного струйного ГУ достаточно сложны, требуют специальных технологий изготовления и контроля.

Следующим этапом развития являются ЭГУ с электрической обратной связью по положению золотника как с соплом—заслонкой, так и со струйной трубкой (см. рис. 4.6 и 4.8). Применение в составе ЭГУ замкнутого электрического контура регулирования позволило существенно улучшить его качество по сравнению с вышеописанными ЭГУ в части быстрейдействия, помехозащищенности и параметров статических характеристик [4.3]. Наличие трансформаторного датчика по положению золотника дало возможность непрерывного контроля исправности ЭГУ и регулирования коэффи-

циента передачи, а также увеличения частоты сигналов с малыми искажениями амплитуды и фазы.

Общее представление о современном техническом уровне двухкаскадных ЭГУ с разными схемами можно получить из табл. 4.1. Показатели даны для одинаковых значений давления питания ($p_n = 21$ МПа), номинального расхода ($Q_n = 70$ дм³/мин) и утечки жидкости.

Следует отметить, что в ЭГУ с механической обратной связью после возникновения обрыва в электрических управляющих цепях или засорения сопла в струйном усилителе существует возможность приведения золотника в заданное положение, обеспечивающее отказобезопасное состояние привода. Таким состоянием могут быть фиксации выходного органа ИМ привода в положении отказа или движение его с заданной скоростью необходимой полярности.

4.1. Показатели качества двухкаскадных ЭГУ с разными схемами

Группа параметров	Параметры, характеристики	Схема ЭГУ		
		сопло—заслонка, механическая обратная связь	струйная трубка, механическая обратная связь	струйная трубка, электрическая обратная связь
Параметры предварительного каскада	Максимальное управляющее давление на торцах золотника, % от p_n	30...50	100	
	Максимальный расход на торцах золотника, % от Q_c^*		60...90	
Параметры статической расходной характеристики	Зона нечувствительности, %	< 2,0	< 0,25	< 0,1
	Дрейф нуля при изменении температуры рабочей жидкости $T_{p.ж}$ на 60 °С, %	< 4,0		< 1,0
Динамические характеристики	Частота при фазовом сдвиге 90° при $I = 0,25I_n$, Гц	100	150	300
	Минимальный размер сечения каналов, мм	0,025	0,25	0,25
Параметры, отражающие надежность, отказобезопасность	Требуемый уровень фильтрации в предварительном каскаде, мм, не хуже	0,15		
	Возможность активного отказа	Есть	Нет	
	Возможность приведения золотника в заданное положение после отказа в тракте управления ЭГУ	Есть, кроме отказов типа «засорения» в предварительном каскаде	Есть	Нет

* Q_c — расход жидкости, протекающей через сопла предварительного каскада усиления ЭГУ.

4.7. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Несмотря на многолетний положительный опыт разработки и применения ЭГУ, им свойственны недостатки, которые послужили причиной создания новых типов ЭГУ. К числу этих недостатков относятся: непроизводительная утечка жидкости, превышающая 3 % от Q_n в стандартных ЭГУ; сложная технология изготовления; значительные затраты на тщательную фильтрацию жидкости в эксплуатации и, как следствие, повышенные затраты при использовании ЭГУ.

В настоящее время появляются ЭГУ нового типа, где данные недостатки уменьшены. Это распределители, в которых маломощный поляризованный ЭМП и ГУ предвортительного каскада заменены на сравнительно мощный электродвигатель, управляющий непосредственно золотником (рис. 4.18). Такие ЭГР называют *ЭГР прямого действия* (непосредственного управления). Электрическая мощность управления в двигателях на порядок выше, чем в поляризованных ЭМП двухкаскадных ЭГУ, а значительная управляющая сила на золотнике получается благодаря использованию в магнитной системе двигателя редкоземельных магнитов типа самарий–кобальт», обладающих очень высокой магнитной энергией.

Указанные двигатели для ЭГР прямого действия бывают двух типов: вращательные (см. рис. 4.18) и поступательные (рис. 4.19). Во вращательном варианте поворотное движение

ротора преобразуется в поступательное движение золотника посредством кулисного механизма на основе сферического шарнира. Конструкция двигателя проста, редкоземельные магниты закреплены на роторе. Недостатком схемы является люфт в сферическом шарнире, ухудшающий частотные характеристики ЭГР при малых входных сигналах. Люфт увеличивается при износе шарнира в процессе эксплуатации.

Соединение двигателя с золотником без нежелательного люфта реализуется в поступательном варианте (см. рис. 4.19). В этом случае поступательно перемещающийся якорь закреплен на упругой мембранной опоре и шарикоподшипнике. Магниты из редкоземельных материалов неподвижны и установлены в магнитопроводе двигателя. Обмотка управления изолирована от рабочей жидкости.

ЭГР прямого действия развивают силу по оси золотника порядка 150...200 Н, перемещают золотник на ход около $\pm 0,5$ мм и управляют расходом до 40 дм³/мин при перепаде давления питания и слива 7 МПа.

Применение ЭГР прямого действия на расходы > 40 дм³/мин приводит к необходимости разработки таких редкоземельных двигателей, повышенная мощность сигнала управления которых вызывает большие трудности в сопряжении двигателя с управляющей электроникой. В таких случаях разрабатываются ЭГР, в которых малый золотник управляет движением силового золотника выходного каскада с электрической обратной связью.

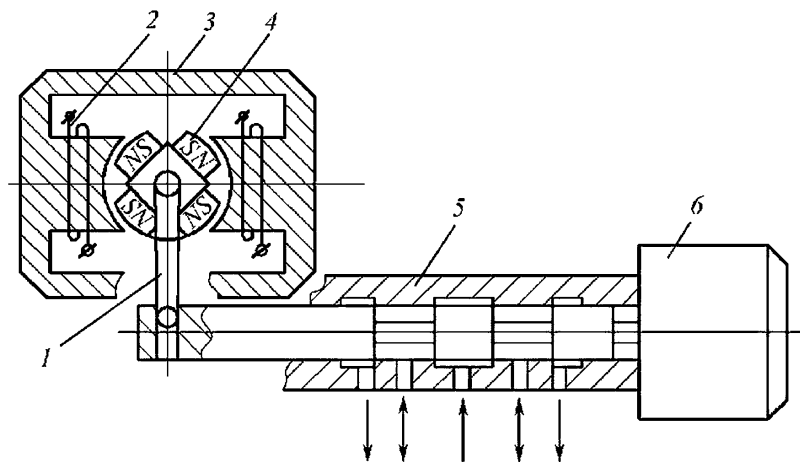


Рис. 4.18. ЭГР прямого действия с вращательным двигателем:

1 — кривошип; 2 — обмотка управления; 3 — статор; 4 — ротор; 5 — золотниковый распределитель; 6 — электрический датчик положения золотника

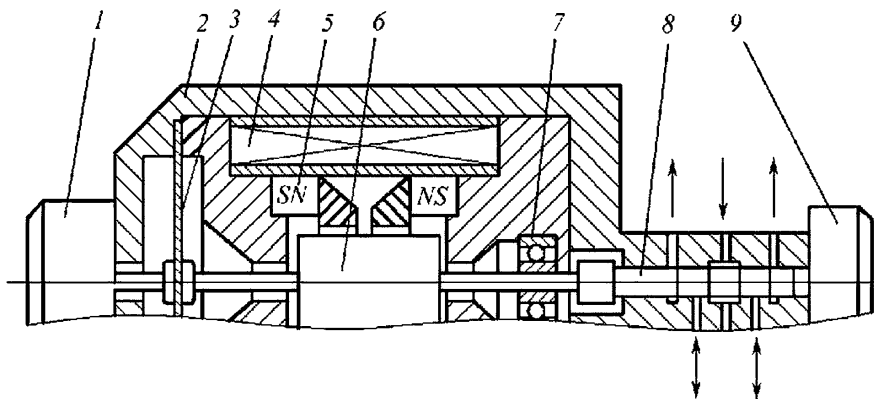


Рис. 4.19. ЭГР прямого действия с поступательным двигателем:

1 — датчик скорости; 2 — корпус; 3 — мембрана; 4 — обмотка управления; 5 — редкоземельный магнит; 6 — якорь; 7 — поступательный подшипник; 8 — золотниковый распределитель; 9 — электрический датчик положения золотника

4.8. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛИ, УПРАВЛЯЮЩИЕ ДАВЛЕНИЕМ

Распределители этого типа разрабатываются таким образом, чтобы обеспечить минимальное влияние значения расхода жидкости в ЭГР на процесс управления давлением. Степень этого влияния зависит от схемы и параметров устройства.

ЭГР, управляющие давлением, разделяют по следующим признакам:

- числу гидравлических линий (трехлинейный, четырехлинейный);
- числу каскадов усиления (один, два);
- типу ЭМП сигналов (поляризованный ЭМП—ПЭМП, пропорциональный электромагнит—ПЭМ);
- типу ГУ, сопрягаемого с ЭМП;
- способу реализации обратной связи по давлению (на золотник, на ПЭМП);
- знаку коэффициента усиления по давлению (положительный, отрицательный).

Трехлинейные распределители управляют давлением в одной гидрролинии (рис. 4.20—4.22), четырехлинейные — управляют в двух.

Однокаскадные регуляторы применяют при малой выходной гидравлической мощности. Схемы с соплом-заслонкой и струйной трубкой используют на расходы до $1 \text{ дм}^3/\text{мин}$ (рис. 4.21 и 4.22); схемы с цилиндрическими золотниками — до нескольких дециметров кубических в минуту. Если требуется управлять давлением при значительных расходах жидкости в нагрузку (десятки дециметров кубиче-

ских в минуту), то применяют двухкаскадные ЭГР (рис. 4.23 и 4.24).

В маломощных регуляторах в качестве ЭМП используют поляризованные ЭМП с

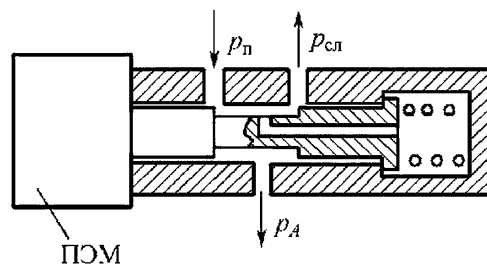


Рис. 4.20. Трехлинейный золотниковый ЭГР, управляющий давлением

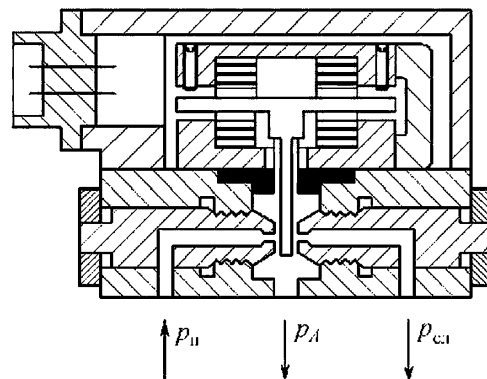


Рис. 4.21. Трехлинейный ЭГР на базе элемента сопло-заслонка, управляющий давлением

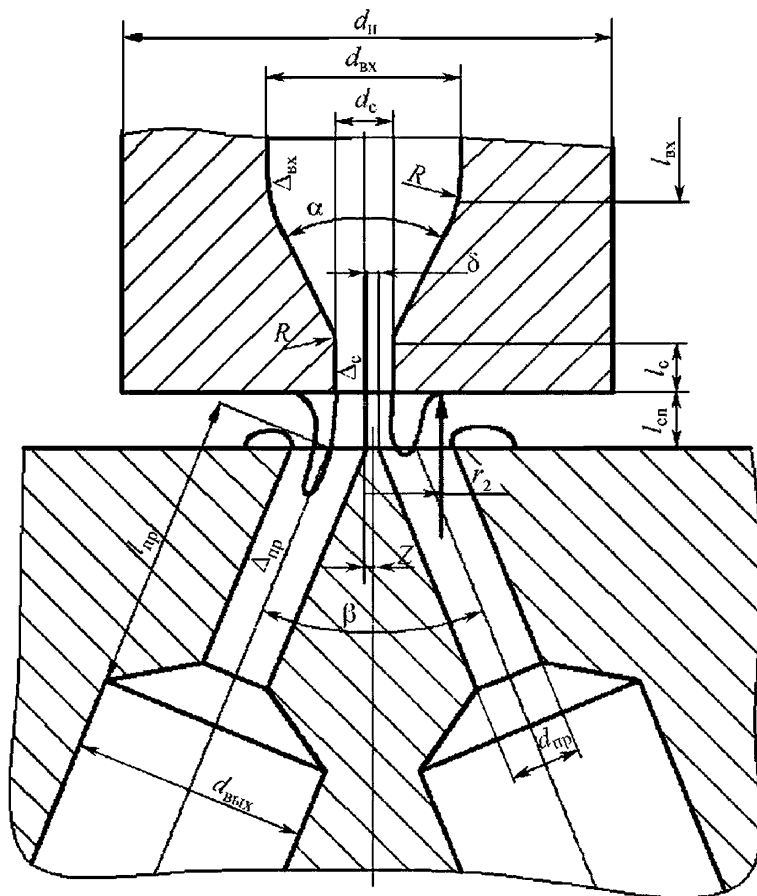


Рис. 4.22. Схема ГУ «струйная трубка»

мостовой магнитной системой, аналогичные ЭМП в стандартных двухкаскадных ЭГУ, управляющих расходом. Их применяют в двухкаскадных регуляторах давления.

Двухкаскадные регуляторы давления могут иметь обратную связь по давлению нагрузки на золотнике выходного каскада (см. рис. 4.24) или рабочем органе ЭМП (рис. 4.25).

Механическая (расходно-перепадная) характеристика четырехлинейного однокаскадного регулятора с соплом-заслонкой или струйной трубкой показана на рис. 4.26 и отражает существенное влияние расхода на уровень выходного давления. В двухкаскадной схеме с обратной связью на золотнике (см. рис. 4.24) эта зависимость меньше (рис. 4.27). Наиболее «жесткой» характеристикой регулирования давления обладает схема с обратной связью по давлению на подвижную систему ЭМП (рис. 4.28).

Способ реализации обратной связи по давлению отражается на виде регулировочной характеристики ЭГР при изменении давления питания. На рис. 4.29 показаны характеристики для схемы, представленной на рис. 4.24. На рис. 4.30 дана характеристика для схемы, изображенной на рис. 4.25, откуда следует, что более «глубокая» обратная связь обеспечивает более стабильное значение $p_{ЛВ}$. Черточкой сверху отмечены безразмерные значения величин.

В трехлинейных регуляторах можно получить в зависимости от схемы золотникового распределителя регулировочную характеристику с положительным или отрицательным градиентом (рис. 4.31, а и б). Зона нечувствительности характеристики определяется силой предварительного поджатия пружины на ЗРЭ.

Регуляторы давления выполняются также с использованием электрического датчика диффе-

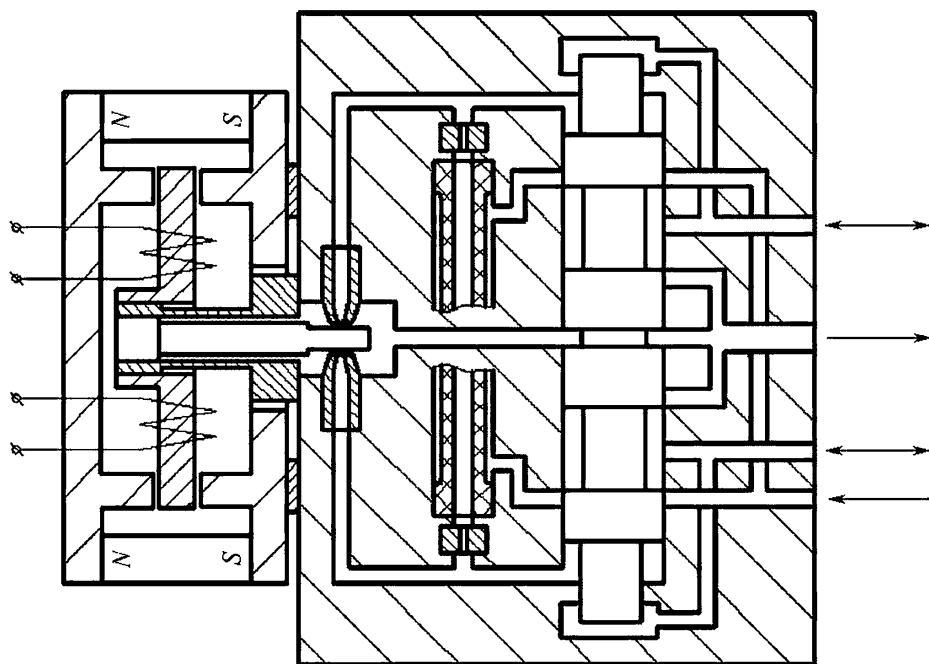


Рис. 4.24. Двухкаскадный ЭГР, управляющий давлением, с обратной связью на торцы золотника выходного каскада:
 d_3 — диаметр золотника; $d_{ш}$ — диаметр шейки

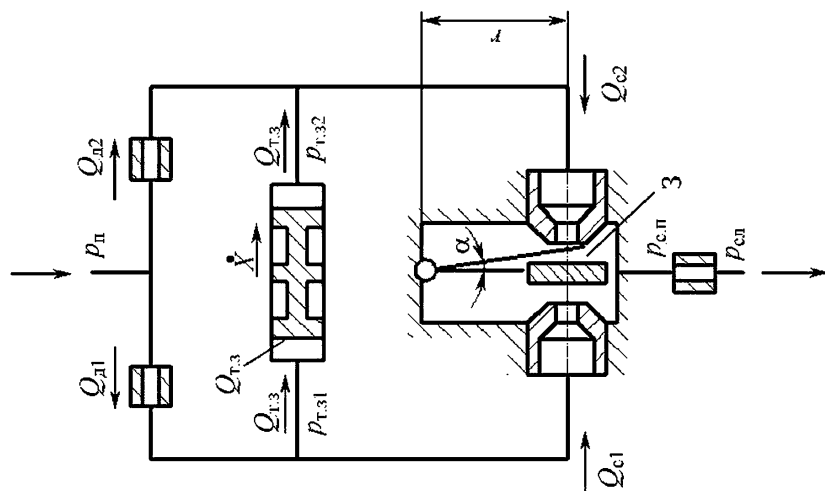


Рис. 4.23. Схема ГУ на основе элемента солено-заслонка:
 α — угол отклонения заслонки; д — дроссель; т.з — торец золотника;
 3 — зазор; с.п — сливная полость; Q — расход; p — давление; S — площадь; r — радиус; 1 и 2 — левая и правая ветви гидромоста

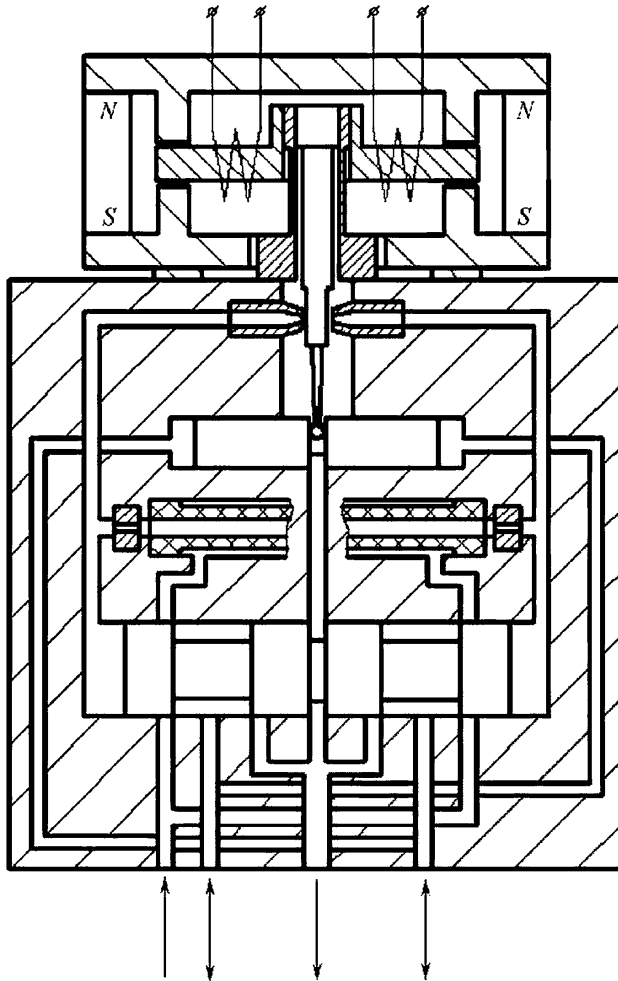
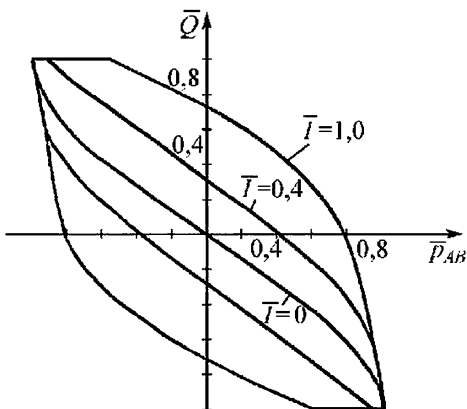


Рис. 4.25. Двухкаскадный ЭГР, управляющий давлением, с обратной связью на заслонку предварительного каскада



ренциального давления нагрузки. При этом контур управления давления «закрывается» электронными средствами, позволяющими осуществлять различные настройки регулятора, что невозможно в вышеописанных схемах ЭГР.

При совместном использовании в одной конструкции ЭГР позиционной обратной связи по положению золотника выходного каскада и обратной связи по давлению нагрузки реализуется возможность управления в электрогидроприводе уровнем потребляемой гидравлической мощности.

Рис. 4.26. Механическая характеристика ЭГУ-Р, соответствующего рис. 4.23 и 4.24

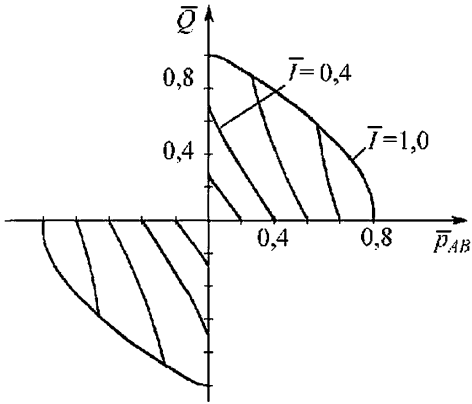


Рис. 4.27. Механическая характеристика ЭГУ-Р, соответствующего рис. 4.25

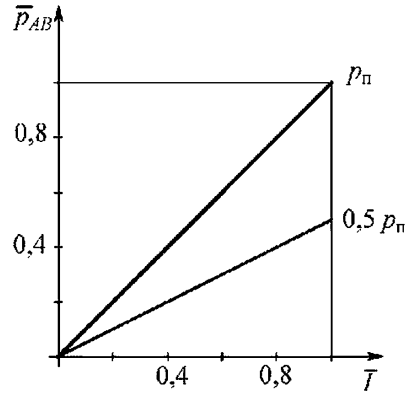


Рис. 4.29. Регулировочные характеристики ЭГУ-Р, соответствующие рис. 4.24

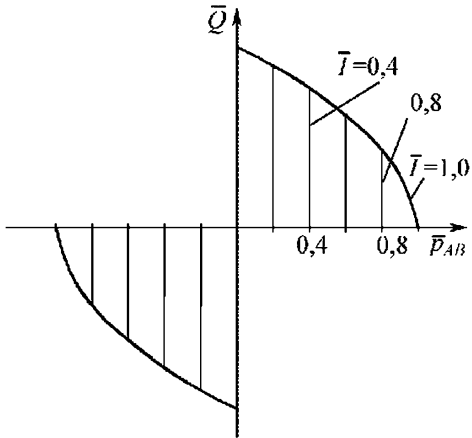


Рис. 4.28. Механическая характеристика ЭГУ-Р, соответствующего рис. 4.26

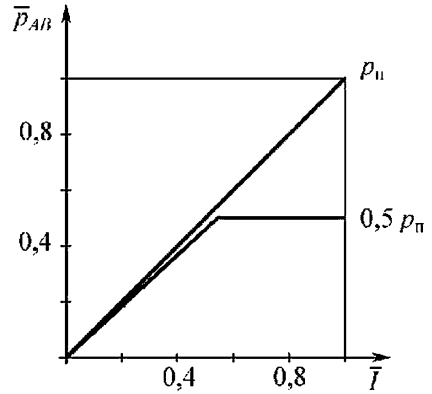
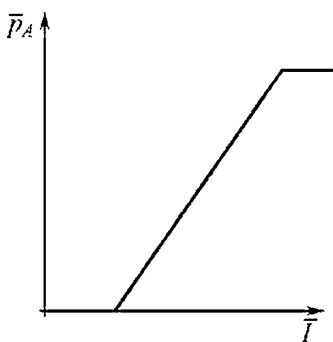
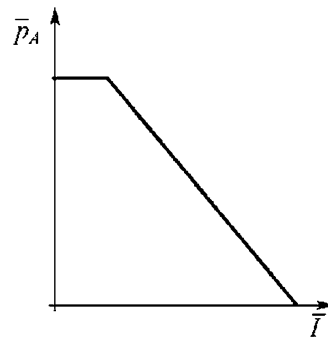


Рис. 4.30. Регулировочные характеристики ЭГУ-Р, соответствующие рис. 4.25



а)



б)

Рис. 4.31. Регулировочные характеристики трехлинейных ЭГР-Р с положительным (а) и отрицательным (б) наклонами характеристики

4.9. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ГИДРОАППАРАТЫ

Направляющая гидроаппаратура (НГА) изменяет направление потока жидкости посредством полного открытия проходного сечения при перемещении ЗРЭ соответствующего знака или закрывает проходное сечение. К НГА относятся гидрораспределители, обратные клапаны и некоторые гидроклапаны давления.

Направляющие гидрораспределители (НГР) предназначены для изменения направления, пуска или прекращения потока жидкости в гидролиниях при внешнем управляющем сигнале. Их можно рассматривать как частный случай регулирующих распределителей, работающих при номинальном уровне входного сигнала, близкого к релейному, с отсутствием дросселирования при полностью открытом сечении.

При переключении НГР, чтобы избежать гидроударов, в гидросистеме на рабочих кромках золотников выполняют наклонные лыски, треугольные, прямоугольные или овальные пазы. Скорость перемещения золотника зависит от способа управления. Наиболее высокое быстродействие имеют НГР с электроуправлением (0,01...0,03 с).

Обратные клапаны при малых гидравлических потерях пропускают поток в одном направлении. При противоположном направлении потока они запирают проходное сечение аппарата при обеспечении заданной герметичности.

Гидроклапаны давления при достижении заданных давлений в линии питания, разности давлений в линиях управления, давлений в полости ИМ и в других случаях открывают проходное сечение и пропускают поток жидкости.

НГР различают по конструкции, типу управления, диаметру условного прохода, чис-

лу позиций и основных гидролиний, гидросхеме, способу установки золотника в позицию [4.4]. Тип управления НГР может быть: ручным, ножным, механическим от кулачка, от предварительного каскада усиления, электрическим от электромагнита, электрогидравлическим, пневматическим или пневмогидравлическим.

Промышленность выпускает НГР с диаметрами условных проходов 6, 8, 10, 16, 20 и 32 мм. По числу ЗРЭ различают двух- и трехпозиционные аппараты. По числу основных гидролиний бывают двух-, трех-, четырех- и пятилинейные исполнения НГР. В крайних позициях золотника НГР реверсирует потоки жидкости в гидролиниях к ИМ, а в средней позиции обеспечивают его останов.

На практике требуются различные варианты соединений линий при останове гидродвигателя или в момент реверсирования, когда золотник проходит нейтральное положение. Эти требования выполняют путем применения в НГР золотников с разными перекрытиями рабочих кромок или профилированием этих кромок.

По способу установки золотника в заданную позицию различают НГР с фиксацией золотника во всех позициях или с пружинным возвратом золотника в среднюю позицию для трехпозиционных распределителей и в исходную позицию для двухпозиционных.

НГР должны обеспечивать малую величину непроизводительных утечек жидкости. Для распределителей с диаметральной зазором 0,010...0,015 мм при $p_n = 20$ МПа и вязкости жидкости 37 сСт значения расхода утечек $Q_{ут}$ приведены на рис. 4.32 (кривая 1).

Для обеспечения малых гидравлических потерь в НГР канализацию выполняют с по-

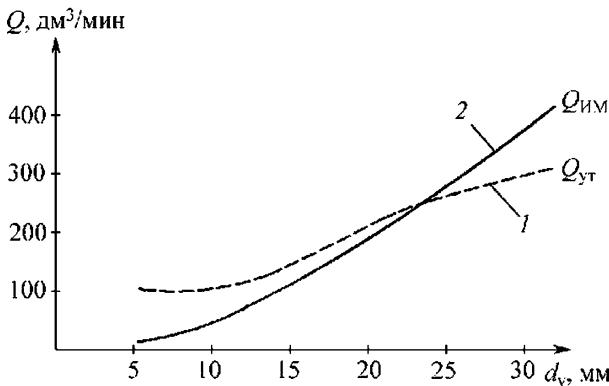


Рис. 4.32. Зависимость непроизводительной утечки и расхода ИМ НГУ от диаметра d_y условного прохода

перечным сечением, обеспечивающим относительно невысокие скорости течения жидкости. Зависимость расхода жидкости в НГР при перепаде давлений $\Delta p = 0,5$ МПа и вязкости жидкости 30...35 сСт от диаметра d_j условного прохода представлена на рис. 4.32 (кривая 2).

4.10. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ, МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭГР

Наиболее сложным для ГА всех типов является процесс проектирования регулирующих ЭГР. При их расчете и исследовании используют два типа математических моделей. Первый тип соответствует детальному описанию физических процессов в элементах ГА и служит для разработки и модификаций конструкций ГА. Отличительными чертами этого типа моделей являются высокий порядок систем уравнений, наличие большого числа нелинейных зависимостей. Это может быть причиной ограниченности применения моделей при поиске новых проектных вариантов приводов, что особенно характерно для приводов с развитой функциональной схемой.

Второй тип математических моделей ЭГР получают аппроксимацией функций, описывающих реальные процессы характеристиками, присущими динамическим звеньям, известным в теории управления. Способ аппроксимации зависит от диапазона изменения переменных величин свойства рассматриваемого устройства. Например, при изучении синхронного слежения или позиционирования гидропривода в области низких частот (до 10 Гц) ЭГР представляют аperiodическими звеньями. Если рассматриваются задачи устойчивости самого ЭГР или качества переходного процесса, то применяют математические модели более высокого порядка, причем в ряде случаев от линейных моделей переходят к нелинейным, используя современные возможности компьютерного моделирования.

4.10.1. Гидравлические и силовые характеристики дросселирующих элементов

В общем виде расход через дросселирующий элемент определяется функцией:

$$Q = f[l_i, \dots, (p_{вх}, p_{вых}), (\rho, \nu, p_{кав})], \quad (4.1)$$

где l_i — характерные линейные размеры; $p_{вх}$, $p_{вых}$ — давление на входе и выходе элемента;

ρ, ν — плотность и кинематическая вязкость жидкости; $p_{кав}$ — давление, при котором может возникнуть кавитация.

При описании гидравлических устройств функцию (4.1) представляют в известной из гидромеханики форме:

$$Q = \mu S \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}, \quad (4.2)$$

где μ — коэффициент расхода; S — площадь сечения отверстия, через которое истекает жидкость.

На основании теории размерности и подобия коэффициент μ определяют с помощью безразмерной зависимости, получаемой в результате экспериментов [4.5]:

$$\mu = f(\bar{l}_i, \dots, \bar{p}_{вых}, Re_\tau), \quad (4.3)$$

где $\mu = Q / S \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}$; $\bar{l}_i = l_i / l_j$ (здесь l_i — базовый линейный параметр); относительное противодавление $\bar{p}_{вых} = p_{вых} / p_{вх}$; теоретическое число Рейнольдса $Re_\tau = d_\tau v^{-1} \times \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}$ (здесь d_τ — гидравлический диаметр, равный $d_\tau = 4S / \chi$, где χ — смоченный периметр сечения).

В дросселирующем потоке жидкости элементах могут иметь место различные режимы течения жидкости. При наличии кавитации их разделяют на докритические и критические. Докритическим режимам свойственно наличие зависимости расхода жидкости от давления выхода. Критические режимы отличаются постоянным расходом жидкости, не меняющимся при изменении $p_{вых}$. Эти режимы, используя терминологию газовой динамики, часто называют *режимами с «запиранием потока»*. Границы запирания определяют экспериментально по значению $p_{вых}^{кр}$, которое имеет вид

$$\bar{p}_{вых}^{кр} = f(\bar{l}_i, Re_\tau). \quad (4.4)$$

Наиболее наглядно рассмотренный способ описания гидравлических характеристик дросселирующего элемента можно показать на примере цилиндрического насадка, изображенного на рис. 4.33, а [4.8]. Из рис. 4.33, б видно распределение давлений в насадке. Функция (4.3) для насадка будет следующей:

$$\mu_{ц.н} = f[(\bar{l}, \bar{r}, \bar{\Delta}, \bar{D}_{вх}, \bar{D}_{вых}), Re_\tau, \bar{p}_{вых}], \quad (4.5)$$

где $\bar{l} = l / d$; $\bar{r} = r / d$; $\bar{D}_{вх} = D_{вх} / d$; $\bar{D}_{вых} = D_{вых} / d$; $\bar{\Delta} = \Delta / d$; $Re_\tau = d v^{-1} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}$.

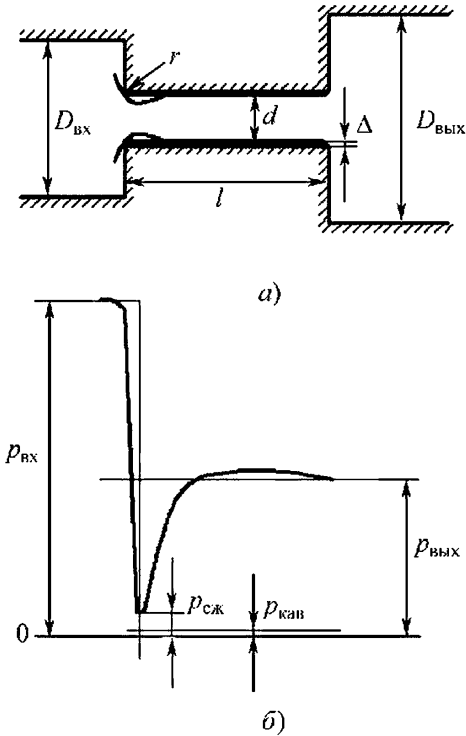


Рис. 4.33. Схема цилиндрического насадка (а) и распределение давления в нем (б)

Во время снижения $p_{\text{вых}}$ при постоянном $p_{\text{вх}}$ в области докритических режимов падает давление вдоль всего насадка. При достижении в насадке давления, равного давлению кавитации $p_{\text{кав}}$, может наступить критический режим течения. При $p_{\text{вых}} < p_{\text{вых}}^{\text{кр}}$ наблюдается режим запирания потока, при котором расход жидкости не изменяется, когда изменяется давление на выходе из насадка.

Учитывая, что в реальных конструкциях часть безразмерных величин не оказывает существенного влияния на процесс истечения жидкости из насадка, допустимо в функции (4.4) уменьшить число геометрических параметров и представить ее в виде

$$\bar{p}_{\text{вых}}^{\text{кр}} = f(\bar{l}, Re_T). \quad (4.6)$$

Построенные по результатам экспериментов графики функций (4.5) и (4.6) приведены на рис. 4.34. Они показывают, что граница запирания потока разделяет возможные режимы на докритические (выше границы) и критические (ниже границы) течения. Увели-

чение относительной длины насадка уменьшает области критических течений. При снижении числа Рейнольдса до определенного значения запираание потока невозможно. При $Re_T > 2 \cdot 10^4$ значения критических противодавлений не зависят от Re , [4.7].

Значения коэффициентов расхода цилиндрического насадка $\mu_{\text{ц.н}}$ при $\bar{p}_{\text{вых}} < \bar{p}_{\text{вых}}^{\text{кр}}$ находятся по формуле для потоков с запираанием:

$$\mu_{\text{ц.н}} = \frac{\mu_0(Re_T)}{\sqrt{1 - \bar{p}_{\text{вых}}}}. \quad (4.7)$$

Для докритических потоков $\bar{p}_{\text{вых}} > \bar{p}_{\text{вых}}^{\text{кр}}$

$$\mu_{\text{ц.н}} = \frac{\mu_0(Re_T)}{\sqrt{1 - \bar{p}_{\text{вых}}^{\text{кр}}(Re_T)}}. \quad (4.8)$$

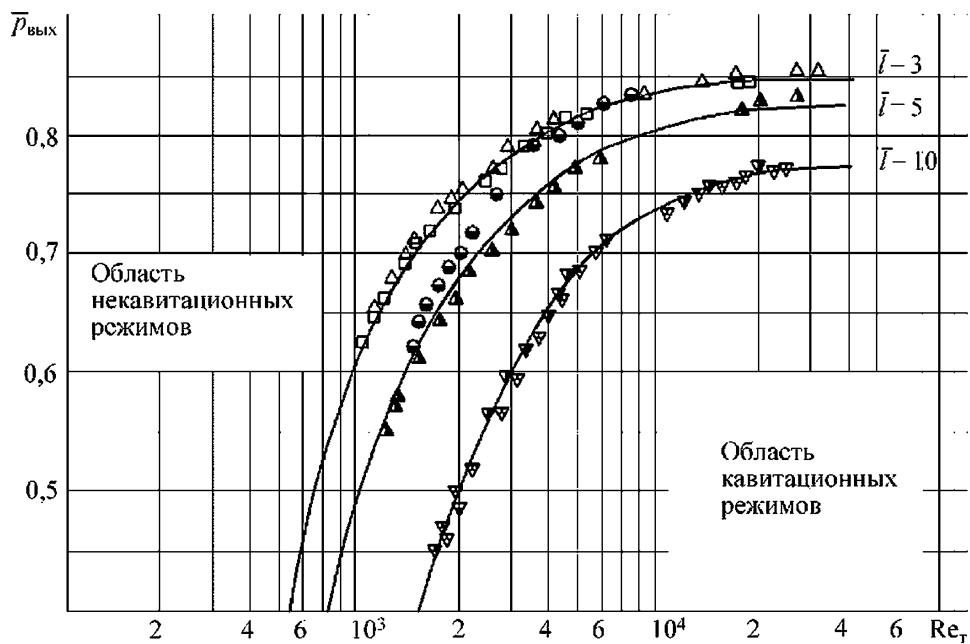
Здесь μ_0 — коэффициент расхода круглого отверстия.

Наличие в формулах (4.7) и (4.8) μ_0 объясняется следующим образом. При безотрывной форме течения $Re_T > 10^4$ и $\bar{l} = 4$ значение $\mu_{\text{ц.н}} = 0,82$ (рис. 4.35, а). При отрывной форме $\mu_{\text{ц.н}} = 0,61$, приближается к μ_0 (рис. 4.35, б). При $\bar{l} < 2$ возможны скачкообразное изменение потока и возникновение автоколебательных режимов течения. Для исключения таких режимов необходимо обеспечить безразмерную длину цилиндрического насадка $\bar{l}_{\text{ц.н}} \geq 2,5$. При увеличении $\bar{l}_{\text{ц.н}}$ начинает возрастать влияние температуры жидкости на $\mu_{\text{ц.н}}$. Вследствие этого для насадков, работающих на вязких жидкостях, рекомендуется $2,5 \leq \bar{l}_{\text{ц.н}} \leq 5$.

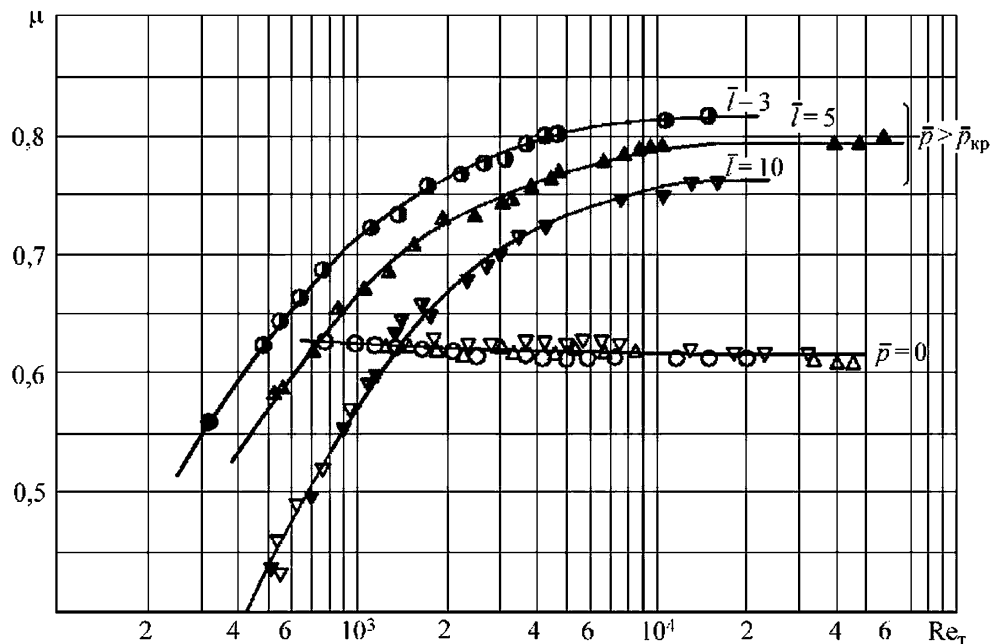
В предварительных каскадах ЭГУ и однокаскадных регуляторах давления широко применяют дроссель сопло—заслонка, показанный на рис. 4.36. В отличие от цилиндрического насадка это регулируемый дроссель, гидравлическая проводимость которого меняется при изменении рабочего зазора h . В общем виде расход через такой дроссель описывает функция

$$Q = f[(d_c, h, d_n, D_{\text{вх}}, \varphi_{\text{вх}}, l, \Delta, \varphi_n), (p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}), (\rho, \nu, p_{\text{кав}})]. \quad (4.9)$$

Графическое представление результатов эксперимента возможно при условии взаимосвязи не более трех параметров. Функция (4.9) содержит значительно больше параметров, поэтому дроссель сопло—заслонка целесообразно условно представить в виде двух последовательно работающих дросселей: канала сопла диаметром d_c и зазора размером h .



а)



б)

Рис. 4.34. Границы областей характерных течений в цилиндрических насадках (а) и соответствующие коэффициенты расхода (б)

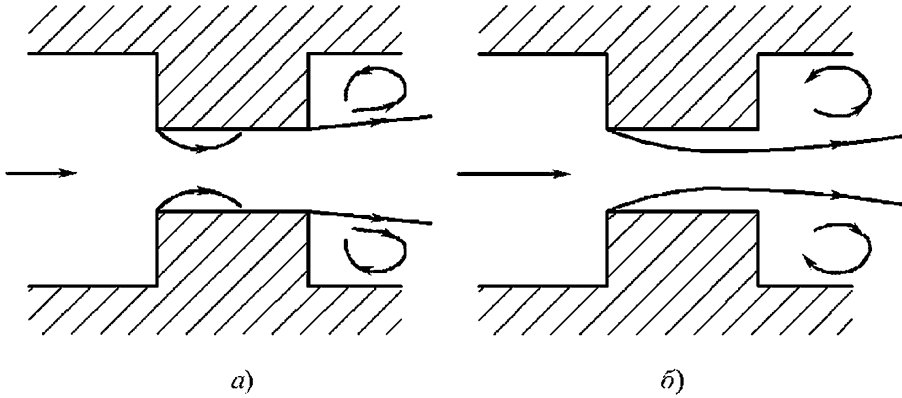


Рис. 4.35. Безотрывная (а) и отрывная (б) формы течений в цилиндрических насадках

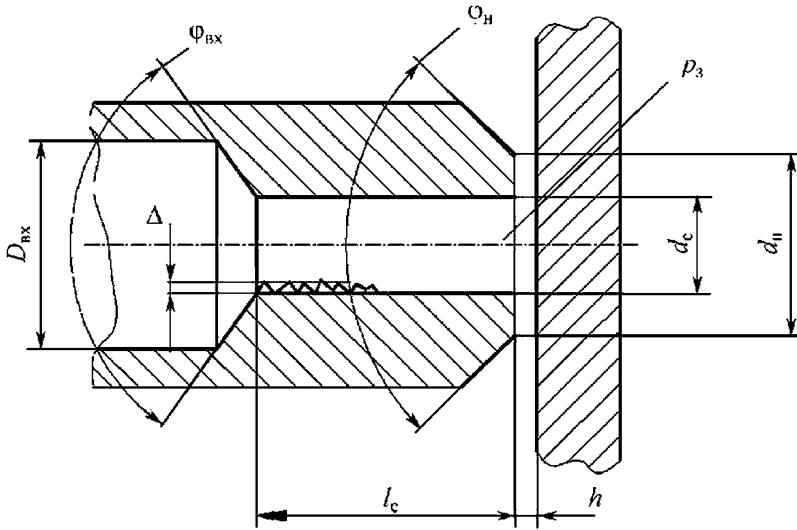


Рис. 4.36. Схема дросселя сопло–заслонка

Характеристики канала сопла близки к характеристикам цилиндрического насадка и имеют вид

$$\mu_k = f(\bar{D}_{вх}, \varphi_{вх}, \bar{l}, \bar{\Delta}, Re_T, \bar{p}_{ввых}),$$

где $\bar{D}_{вх} = D_{вх} / d_c$; $\bar{l} = l / d_c$; $\bar{\Delta} = \Delta / d_c$; $Re_T = d_c v^{-1} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_3)}$; $\bar{p}_{ввых} = p_3 / p_{вх}$ (p_3 — давление в зазоре между заслонкой и соплом).

Учитывая малое изменение параметров $\bar{D}_{вх}$, $\varphi_{вх}$ и $\bar{\Delta}$ в реальных конструкциях и $\bar{p}_{ввых} \gg \bar{p}_{ввых}^{кр}$, получаем аналогично цилиндрическим насадкам

$$\mu_k \approx f(\bar{l}, Re_T). \tag{4.10}$$

Соответственно, для зазора устройства

$$\mu_3 = f(\bar{h}, \bar{d}_н, \bar{p}_{ввых}, Re_T), \tag{4.11}$$

где $\mu_3 = Q / \pi d_c h \sqrt{2\rho^{-1}(p_3 - p_{ввых})}$; $Re_T = 2h v^{-1} \times \sqrt{2\rho^{-1}(p_3 - p_{ввых})}$; $\bar{h} = 2h / d_c$; $\bar{d}_н = d_н / d_c$.

Аналогично цилиндрическим насадкам в зазоре сопла-заслонки возможны течения с запираем штокa [4.8].

Учитывая, что для реальных конструкций $\bar{d}_н \approx const$, получаем

$$\bar{p}_{ввых}^{кр} = f(\bar{h}, \bar{d}_н, Re_T) \approx f(\bar{h}, Re_T). \tag{4.12}$$

Экспериментальные границы потоков с запираем показаны на рис. 4.37.

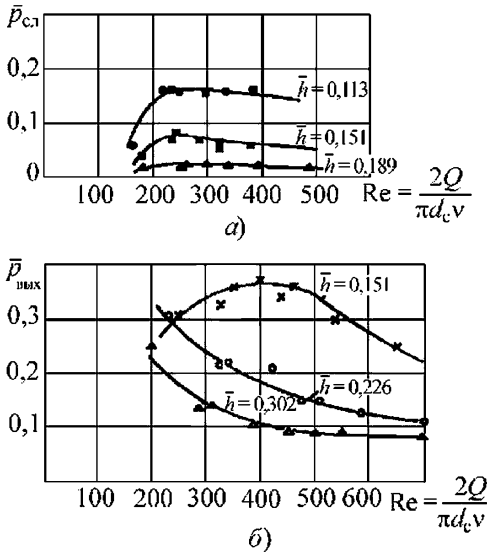


Рис. 4.37. Границы течений с запираем потока:
 а — $\bar{d}_н = 1,15$; б — $\bar{d}_н = 1,47$

Разным формам течений в рабочем зазоре устройства соответствуют разные формы эпюр давлений на заслонке, которые определяют действующую на нее гидравлическую нагрузку. Рассмотрим возможные формы течений и распределение давлений в

рабочем зазоре (рис. 4.38) при условном зазоре $\bar{h} = \text{const}$.

На рисунке имеются четыре характерные области I–IV. В области I — ламинарные малоинерционные течения с линейной эпюрой давления на перемычке торца сопла l_n . В области II — безотрывные течения, аналогичные по форме потока и распределению давлений цилиндрическим насадкам с $\bar{l} > 3$. В области III — отрывные течения, характерные для коротких цилиндрических насадков с $\bar{l} < 2$. В зазоре при этом режиме течения имеется давление выхода. Режимы I–III — течения докритические. В области IV — критические течения с запираем потока. Поток содержит вызванные кавитацией газовые включения; давление в зазоре равно $p_{\text{кав}}$.

Гидравлическая нагрузка на заслонке со стороны рабочего зазора определяется по выражениям, соответствующим каждой характерной зоне течений:

$$P_l \approx P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} + \frac{4\pi}{d_n - d_c} \times \left[\frac{d_n(d_n^2 - d_c^2)}{16} - \frac{(d_n^3 - d_c^3)}{24} \right] (p_3 - p_{\text{вых}}) + P_{\text{вых}},$$

где $P_{\text{ст}} = \frac{\pi d_c^2}{4} p_3$; $P_{\text{дин}} = \frac{4\rho Q_c^2}{\pi d_c^2}$; $P_{\text{вых}} = \frac{\pi(d_n^2 - d_c^2)}{4} p_{\text{вых}}$;

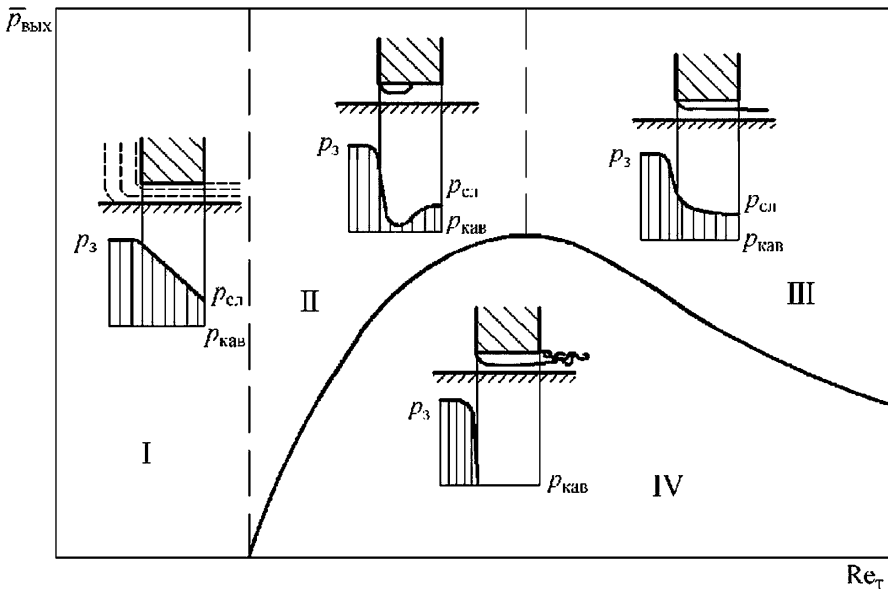


Рис. 4.38. Характерные режимы течений в дросселе сопло–заслонка

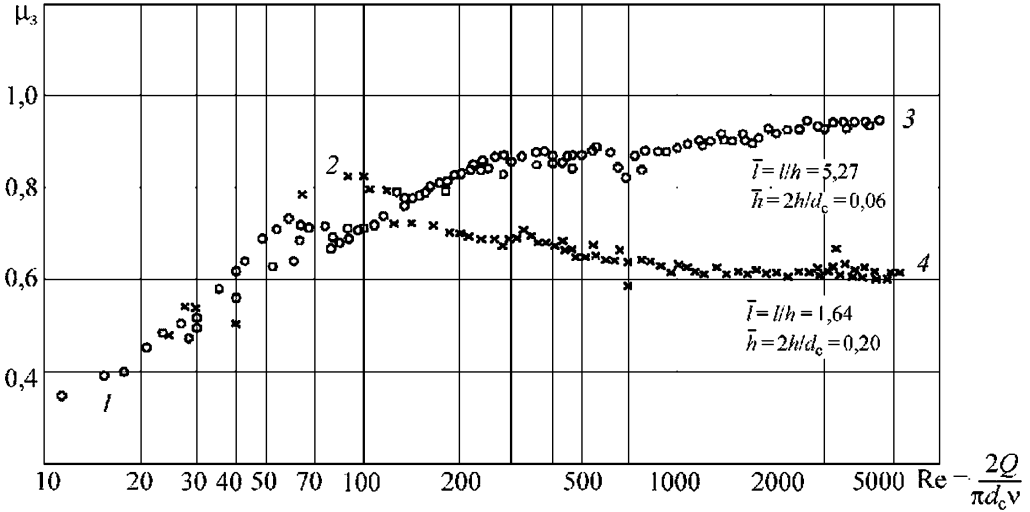


Рис. 4.39. Зависимость коэффициента расхода μ_3 зазора сопла-заслонки от герметических параметров и режимов течений

$$P_2 \approx P_{ст} + P_{дин} + 0,6 P_{вых};$$

$$P_2 \approx P_{ст} + P_{дин} + P_{вых};$$

$$P_2 \approx P_{ст} + P_{дин}.$$

При переходе рабочей точки границы областей III и IV происходит скачкообразное изменение гидравлической нагрузки на заслонке на величину $P_{вых}$. Процесс носит гистерезисный характер и способствует возбуждению автоколебаний в системе сопло-упруго подвешенная заслонка.

Экспериментальные значения $\mu_3 = f(\bar{h}, Re)$ для докритических течений показаны на рис. 4.39. Участок 1–2 соответствует области I на рис. 4.38; участок 2–3 — области II и участок 2–4 — областям III и IV.

Для исключения скачкообразных и автоколебательных режимов работы устройства необходимо обеспечивать отрывные режимы течения в области III. Для этого перемычка торца сопла l_n выполняется с минимальным размером, который определяется технологией изготовления и прочностью торца сопла. Реальные сопла имеют $\bar{d}_n = 1,15 \dots 1,50$. При $\bar{d}_n = 1,15$ для обеспечения отрывных течений достаточно иметь противодавление $\bar{p}_{вых} > 0,2$ (см. рис. 4.37, а).

В выходных каскадах усиления ЭГР для гидроприводов в качестве управляющего элемента наиболее часто применяются **регулируемые дроссели золотникового типа**. Рассмотр-

им расчет дросселирующих щелей наиболее распространенного цилиндрического золотникового распределителя (ЦЗР), показанного на рис. 4.40.

Расход жидкости через дросселирующую щель ЦЗР находят по формуле

$$Q = \mu(x, Re_\tau, \bar{p}_{вых}, \dots) S_{щ}(x) \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}. \quad (4.13)$$

В области малых смещений золотника, сопоставимых по величине с перекрытиями дросселирующих кромок золотника и гильзы ЦЗР, зависимость площади щели от смещения золотника $S_{щ}(x)$ определяется микрогеометрическими параметрами щели (радиальным зазором, перекрытиями, несовпадениями, перекосом и радиусом кромок). Значения коэффициента расхода получают экспериментально. Вследствие небольших чисел Рейнольдса при малых открытиях щелей противодавление по аналогии с цилиндрическими насадками не оказывает существенного влияния на расход жидкости. Коэффициент расхода находится экспериментально, а также зависимостью $\mu = f(Re_\tau)$, показанной на рис. 4.41, где

$$Re_\tau = 2 x_1 v^{-1} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{вх} - p_{вых})}.$$

В зоне больших открытий щелей сильно влияют на работе ЦЗР кавитационные процессы [4.9]. При прохождении через ЦЗР жид-

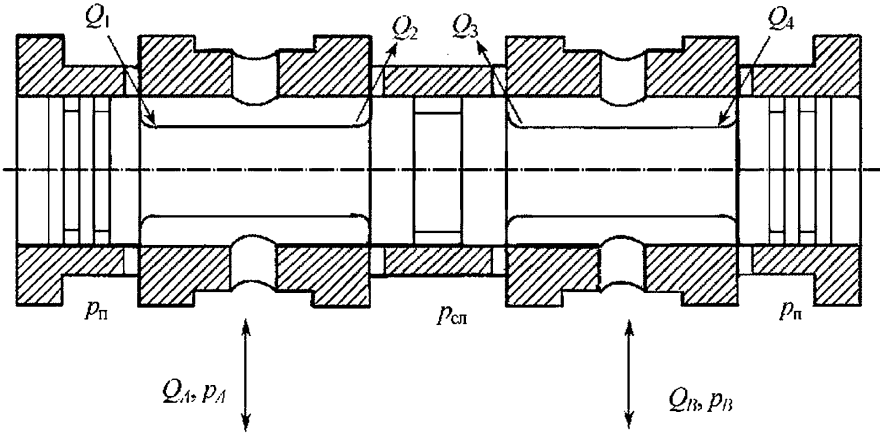


Рис. 4.40. Расчетная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя

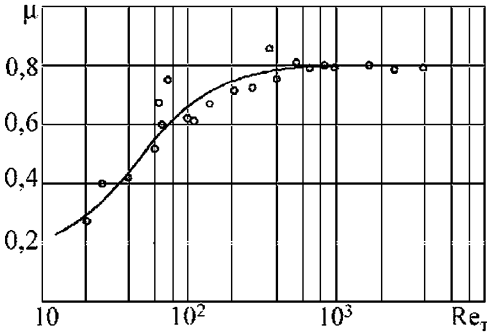


Рис. 4.41. Зависимость коэффициента расхода дросселирующей щели золотникового распределителя от числа Рейнольдса

кость в соответствии с рис. 4.40 последовательно движется через наливные (1 или 4) и сливные (2 или 3) кромки. Условия течения на этих кромках заметно отличаются формой ка-

налов подвода и отвода жидкости к щели и уровнем противодавления. Расход жидкости для наливных окон

$$Q_{(4)} = \mu_n n b x_n \sqrt{2\rho^{-1}[p_n - p_{A(B)}]} \quad (4.14)$$

и сливных

$$Q_{(3)} = \mu_{сл} n b x_{сл} \sqrt{2\rho^{-1}[p_{A(B)} - p_{сл}]} \quad (4.15)$$

где «н» и «сл» — индексы наливных и сливных окон; n — число окон на кромке золотника; p_n — давление питания; $p_{сл}$ — давление слива; A, B — индексы гидролиний к исполнительному механизму.

Конструктивная схема ЦЗР показана на рис. 4.42.

В общем случае

$$\mu_{з,р} = f[(\bar{x}, \bar{d}_{щ}, \bar{a}, \bar{b}, \bar{c}), \text{sign } v, \bar{p}_{вых}, Re_T], \quad (4.16)$$

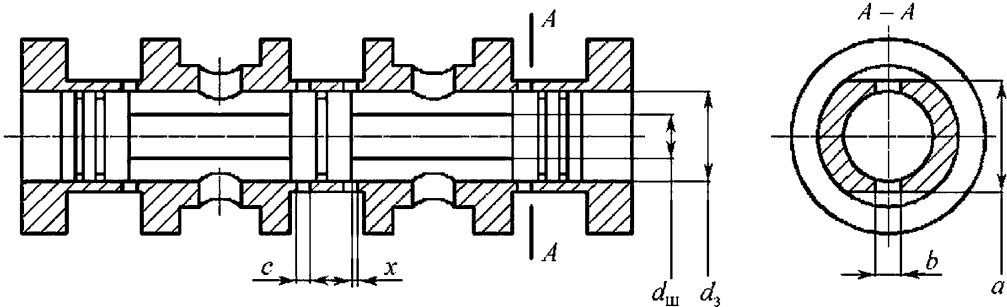


Рис. 4.42. Схема конструкции золотникового распределителя

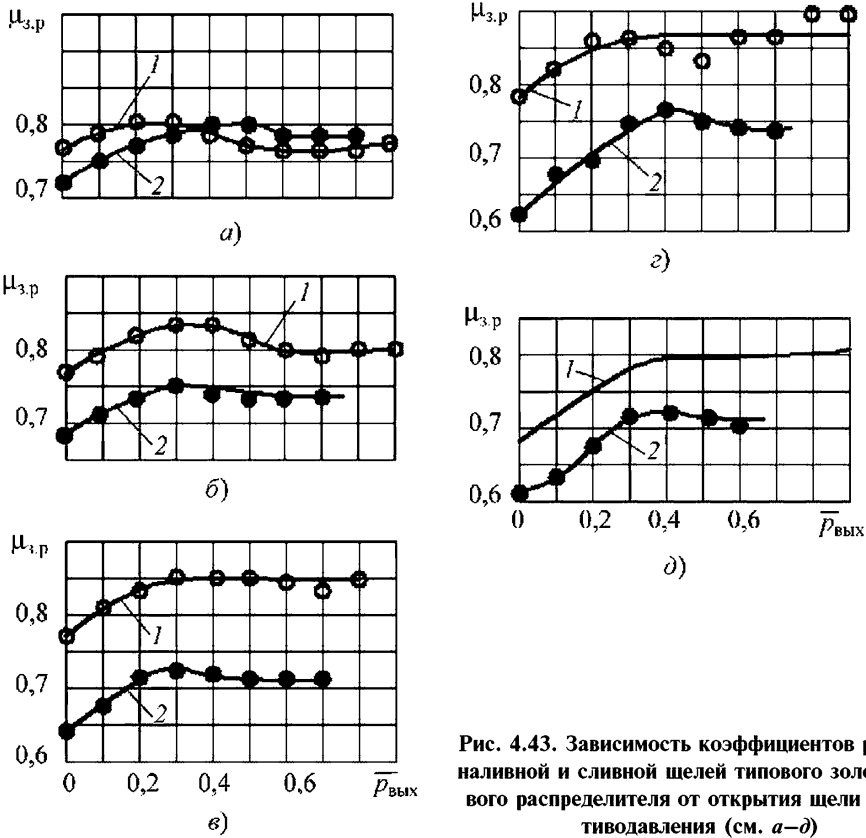


Рис. 4.43. Зависимость коэффициентов расхода наливной и сливной щелей типового золотникового распределителя от открытия щели и противодавления (см. а–д)

где $\bar{x} = 2x / (d_3 - d_{\text{щ}})$; $\bar{c} = c / d_3$; $\bar{d}_{\text{щ}} = d_{\text{щ}} / d_3$; $\bar{a} = a / d_3$; $\bar{b} = b / d_3$; $\bar{p}_{\text{ввых}} = p_{\text{ввых}} / p_{\text{рх}}$; $Re_T = = 2xv^{-1}\sqrt{2\rho^{-1}(p_{\text{рх}} - p_{\text{ввых}})}$; sign v учитывает направление движения жидкости к золотнику или от него.

В типовых конструкциях ЦЗР значения безразмерных величин $\bar{d}_{\text{щ}}$, \bar{a} , \bar{c} меняются мало. Ширина щели \bar{b} меняется значительно, но практически не влияет на величину коэффициента расхода. Число $Re_T > Re_T^{\text{кр}} \approx 300$, поэтому

$$\mu_{з,р} \approx f(\bar{x}, \text{sign } v, \bar{p}_{\text{ввых}}). \quad (4.17)$$

На рис. 4.43 приведены экспериментальные значения коэффициентов расхода. Для наливных окон при $\bar{p}_{\text{ввых}} > 0,4$ значение $\mu_{з,р} = 0,74...0,85$ (кривая 1). Для сливных окон при $\bar{p}_{\text{ввых}} \approx 0$ значение $\mu = 0,6...0,74$ (кривая 2). При работе без нагрузки зависимость $\mu_{з,р}(\bar{x})$ показана на рис. 4.44, откуда можно получить для предварительных расчетов среднее значение $\mu_{з,р}^{\text{ср}} \approx 0,71$.

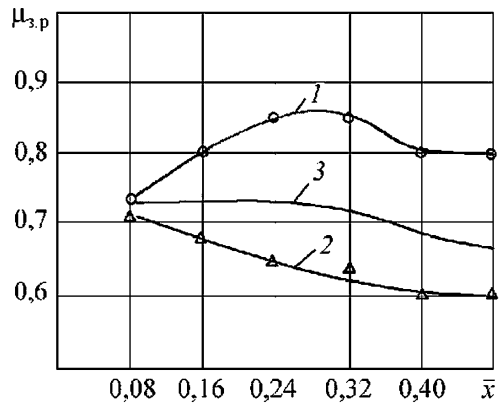


Рис. 4.44. Значения коэффициента расхода окон золотникового распределителя при работе без нагрузки: 1 — наливные окна; 2 — сливные окна; 3 — средние значения $\mu_{з,р}$

4.10.2. Гидроусилители мостового типа

В гидроаппаратах (ГА) отдельные дроселирующие элементы объединяются в гидроусилительные схемы. Как правило, это схемы мостового типа из четырех дросселей. Данные схемы обладают повышенными коэффициентами усиления по давлению и расходу, а также свойством компенсации помех вследствие изменения давлений и температур жидкости.

Наиболее широко в гидравлических приводах применяют усилительные схемы с ЦЗР. При проектировании ЦЗР используют ряд параметрических и конструктивно-технологических рекомендаций. Для получения минимальных металлоемкости, габаритных размеров и массы ГА с золотниковыми распределителями необходимо выполнить гидравлические каналы в них с минимальными условными диаметрами.

Однако чрезмерно малые диаметры вследствие повышенных гидравлических потерь в каналах ГА приводят к повышенной нелинейности расходной характеристики распределителей, что, в свою очередь, вызывает нежелательную зависимость вида частотных характеристик приводов от амплитуды входного сигнала. Нелинейность расходной характеристики не должна превышать значений, установленных нормативными документами. Например, для ЭГУ нелинейность не должна быть > 7 %.

Гидравлический тракт аппарата с ЦЗР условно можно представить в виде цепи последовательно включенных дросселей: постоянного дросселя с проводимостью каналов σ_k и регулируемого золотникового распределителя с проводимостью $\sigma_{з,р}(x)$. Тогда общая проводимость тракта ГА

$$\sigma_{г.а}(x) = \frac{\sigma_k \sigma_{з,р}(x)}{\sqrt{\sigma_k^2 + \sigma_{з,р}^2(x)}}$$

или в безразмерной форме

$$\bar{\sigma}_{г.а}(\bar{x}) = \frac{\bar{\sigma}_k \bar{\sigma}_{з,р}(\bar{x})}{\sqrt{\bar{\sigma}_k^2 + \bar{\sigma}_{з,р}^2(\bar{x})}}, \quad (4.18)$$

где $\bar{\sigma}_{г.а} = \sigma_{г.а} / \sigma_{г.а.н}$; здесь $\sigma_{г.а.н} = Q_n / \sqrt{p_n - p_{с.л}}$; $\bar{\sigma}_k = \sigma_k / \sigma_{г.а.н}$; $\bar{x} = x / x_n$; $\bar{\sigma}_{з,р}(x) = \sigma_{з,р}(x) / \sigma_{г.а.н}$.

Уравнение (4.18) в графической форме представлено на рис. 4.45, где относитель-

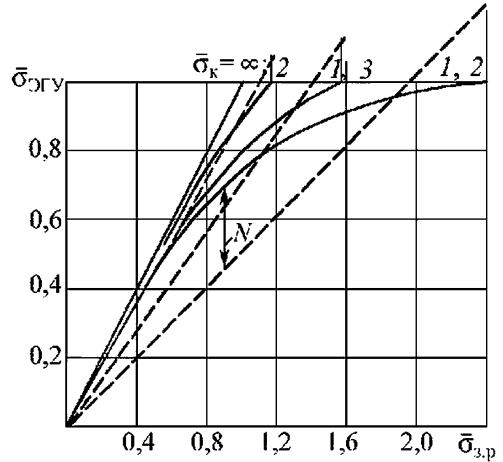


Рис. 4.45. Связь золотникового распределителя $\sigma_{з,р}$ с показателем N нелинейности его регулировочной характеристики и общей проводимостью $\sigma_{г.а}$:
1 — наливные окна; 2 — сливные окна; 3 — средние значения

ная величина N отражает степень нелинейности расходной характеристики. С помощью рис. 4.45 можно определить значения N для каждого из значений σ_k , что позволяет установить взаимосвязь параметров N , $\bar{\sigma}_k$ и $\sigma_{з,р.н}$ (рис. 4.46).

При проектировании аппаратов с ЦЗР исходными данными являются номинальный расход Q_n , давление питания p_n , давление слива $p_{с.л}$, максимальная нелинейность N_{max} и плотность жидкости ρ . В предварительном расчете $\mu_{з,р} = 0,71$. При этом учи-

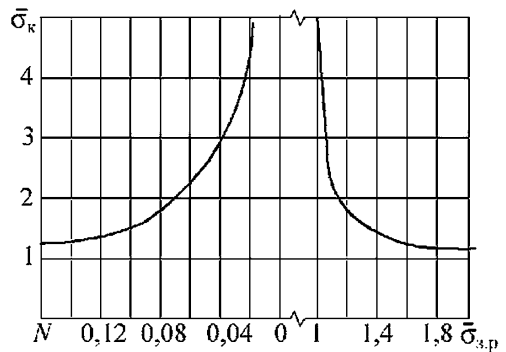


Рис. 4.46. Форма регулировочной характеристики золотникового распределителя при изменении гидравлической проводимости σ_k канализации

тываются следующие ограничения и рекомендации. Возможности технологии изготовления и контроля ограничивают диаметр золотника:

$$d_3 \geq 5 \text{ мм.} \quad (4.19)$$

Для исключения «закусывания» отсечных кромок золотника и гильзы суммарная ширина окон гильзы должна составлять часть периметра золотника:

$$b_{\max} < 2d_3. \quad (4.20)$$

Для ограничения разброса значений расхода насыщения на статической характеристике и снижения влияния износа отсечных кромок на величину K_{Qx} и K_{px} принимают

$$x_n \geq 0,3 \text{ мм.} \quad (4.21)$$

Для обеспечения продольной жесткости золотника принимают

$$d_{ш} \geq 0,5 d_3. \quad (4.22)$$

Площадь поперечного сечения кольцевого канала на шейке золотника для исключения существенного влияния на характеристики должна превышать четыре номинальные площади $F_{ш,н}$ дросселирующего окна

$$\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_{ш}^2) \geq 4 F_{ш,н}. \quad (4.23)$$

Синтез параметров аппарата с ЦЗР осуществляется в следующей очередности. На рис. 4.45 по заданной нелинейности N находим относительные проводимости $\bar{\sigma}_k$ и $\bar{\sigma}_{з,р,н}$. Гидравлическая номинальная проводимость аппарата

$$\sigma_{г,а,н} = \frac{Q_n}{\sqrt{p_n - p_{сл}}}.$$

Далее вычисляем абсолютные гидравлические проводимости

$$\sigma_k = \bar{\sigma}_k \sigma_{г,а,н}; \quad \sigma_{з,р,н} = \bar{\sigma}_{з,р,н} \sigma_{г,а,н}$$

и номинальную площадь дросселирующего окна

$$S_{ш,н} = \frac{\sigma_{з,р,н} \sqrt{\rho}}{\mu}.$$

Из условий (4.22) и (4.23) получаем

$$d_3 \geq 2,61 \sqrt{S_{ш,н}}. \quad (4.24)$$

Окончательный диаметр золотника выбираем из ряда целых чисел 5...10, 12, 14, ... мм. С помощью условий (4.20) и (4.21) определяем суммарную ширину щелей b и номинальный ход золотника x_n .

В качестве предварительного каскада в ЭГУ широко применяют мостовой гидроусилитель сопло–заслонка, схема которого показана на рис. 4.23. Этот ГУ является комбинацией двух нерегулируемых дросселей и двоянного регулируемого дросселя сопло–заслонка.

Математические модели отдельных дросселирующих элементов, приведенные выше, позволяют составить математическую модель ГУ с соплом–заслонкой, учитывающую влияние переменных давлений питания p_n , температуры жидкости $T_{ж}$ и асимметрии параметров моста из-за наличия допусков на изготовление элементов. В модель входят приведенные ниже уравнения:

$$Q_{с1,2} = \mu_{с1,2} (Re_{\tau}) \frac{\pi d_{с1,2}^2}{4} \sqrt{2\rho^{-1}(p_{\tau,31,2} - p_{31,2})};$$

$$Q_{31,2} = \mu_{31,2} (\bar{h}, \bar{p}, Re_{\tau}) \pi d_{с1,2} (h_{0,1,2} \pm \Delta h) \times \\ \times \sqrt{2\rho^{-1}(p_{31,2} - p_{с,н})};$$

$$h_{0,1,2} = h_{0,1,2}^{y,p} + K_{\tau} (T_{ж} - T_{ж}^{y,p});$$

$$Q_{д1,2} = \mu_{д1,2} (Re_{\tau}) \frac{\pi d_{д1,2}^2}{4} \sqrt{2\rho^{-1}(p_n - p_{\tau,31,2})};$$

$$Q_{с1,2} = Q_{д1,2} \pm (F_{\tau,3} \dot{x} + \frac{V}{B_{ж}} \dot{p}_{\tau,31,2});$$

$$\Delta h = r\alpha,$$

где 0 — индекс нейтрального положения заслонки; $T_{ж}$ — температура жидкости; у,р — условия регулировки; K_{τ} — коэффициент, учитывающий температурное расширение элементов ГУ и их габаритные размеры; V — объем жидкости в торцевой камере; $B_{ж}$ — приведенный модуль упругости жидкости.

В диагональ моста включается распределительный золотник второго каскада усиления ЭГУ. Полость слива сопла–заслонки отделена от гидрوليнии слива дополнительным постоянным дросселем, обеспечивающим отрывной режим течения в рабочих зазорах устройства.

Из приведенной выше системы уравнений получается обобщенная механическая характеристика ГУ:

$$Q_{т.з} = K_{Q\alpha} \alpha - \frac{K_{Q\alpha}}{K_{p\alpha}} (p_{т.з1} - p_{т.з2}), \quad (4.25)$$

где коэффициент усиления по расходу

$$K_{Q\alpha} = \frac{p_{з.0}}{p_{т.з0}} \frac{r Q_{з.0}}{h_0} \quad (4.26)$$

и коэффициент усиления по давлению

$$K_{p\alpha} = \frac{4r p_{т.з0} (p_n - p_{т.з0})}{h_0 p_n}. \quad (4.27)$$

Для исключения скачкообразных и автоколебательных режимов работы ГУ течения в зазоре между торцем сопла и заслонкой должно быть отрывным, давление в полости слива $p_{сл}$ составляет $\sim 0,1 p_n$, а перемычка торца сопла l_n выполняется минимальной. В сливном цилиндрическом насадке обеспечивается режим запираания ($p_{сл} / p_{с.п} \leq 0,4$), что полностью исключает влияние вариаций $p_{сл}$ на работу ГУ.

В предварительном каскаде современных ЭГУ нашел также применение ГУ со струйной трубкой, схема которого показана на рис. 4.22. ГУ работает с использованием кинетической энергии потока в отличие от ГУ с соплом—заслонкой, в котором преобладает гидростатическая энергия. Это ГУ мостового типа с четырьмя условными устройствами регулирования энергии потока.

В струйную трубку подается давление p_n , на входе трубки скорость потока мала, энергия потока имеет преобладающий гидростатический характер. На выходе (срезе) конического напорного насадка трубки преобладает кинетическая форма энергии и давление в потоке близко к нулевому. При $p_n = 20$ МПа скорость выхода насадка > 20 м/с.

Поток, попадая в отверстие приемника, тормозится и, поворачиваясь назад, выходит в сливную полость. При торможении потока энергия его преобразуется в гидростатическую форму. При смещении сопла z часть потока жидкости направляется в полости управления ЦЗР. Значения давлений в приемных окнах зависят от величин p_p , z и геометрических параметров ГУ.

Качество работы ГУ в значительной степени зависит от качества изготовления кони-

ческого насадка сопла. Применяют насадки с $d_c = 0,2...0,3$ мм в зависимости от необходимой выходной мощности ГУ. Для уменьшения абразивного износа насадка и приемника их изготавливают из высокопрочных сталей с $HRc \geq 58$. Скорость жидкости в насадке велика, поэтому для снижения пульсирующих и автоколебательных режимов течения в насадке стенки конуса должны иметь малую шероховатость ($Ra \leq 2,5$ мкм), а на срезе насадка в отверстии d_c недопустимы заусенцы, сколы и вырывы металла.

Канал трубки, подводящей жидкость к коническому насадку, для выравнивания эпюры скоростей на входе в насадок должен быть длиной $l_{вх} \geq 20 d_{вх}$ и иметь диаметр, обеспечивающий малое гидравлическое сопротивление $d_{вх} \geq 4 d_c$. Для получения максимального коэффициента расхода насадка $\mu_c = 0,95...0,98$ его угол составляет $\alpha_{вх} = 35...45^\circ$.

Для исключения дестабилизирующего влияния обратных потоков, вытекающих из отверстия приемника и воздействующих на подвижное сопло, наружный диаметр торца насадка должен значительно превышать диаметр отверстия насадка $d_n = (6...10) d_c$. При меньших d_n в ГУ возбуждаются автоколебания.

Максимальные коэффициенты усиления по расходу и давлению ГУ имеет при диаметре приемных окон $d_{пр} = (1,3...1,4) d_c$. Перемычка между отверстиями приемника Δ должна быть при этом минимальной и в реальных конструкциях составляет $0...0,02$ мм. Износ перемычки практически не влияет на характеристики ГУ.

Зазор между торцами насадка сопла и приемника по соображениям лучшей передачи энергии потока, особенно при повышенной вязкости жидкости, принимается минимальным. Однако он не может быть меньше диаметра d_c для исключения его засорения. Таким образом,

$$l_{с.п} = d_c.$$

Теоретические модели ГУ со струйной трубкой весьма сложны и малоприспособны для инженерной практики. Приведенные выше соотношения были получены экспериментально [4.2] на основе исследования натуральных образцов и увеличенных прозрачных моделей ГУ. Ниже приводятся данные о коэффициентах, установленные экспериментально для этих ГУ.

Рабочая зона смещения сопла составляет

$$-0,5 \leq \bar{z} = \frac{z}{d_c} \leq 0,5.$$

При $|\bar{z}| > 0,5$ наступает зона насыщения и отрицательного наклона характеристик ГУ. Коэффициент усиления по расходу

$$K_{Qz} \approx \frac{(0,6 \dots 0,8) Q_c}{0,5 d_c}. \quad (4.28)$$

Силовая характеристика ГУ представлена коэффициентом усиления по давлению

$$K_{pz} \approx \frac{p_n - p_c}{0,5 d_c}. \quad (4.29)$$

Соответственно, механическая характеристика ГУ имеет вид

$$Q = K_{Qz} z - \frac{K_{Qz}}{K_{pz}} (p_A - p_B). \quad (4.30)$$

Гидродинамическая нагрузка на подвижное сопло указанной формы весьма мала и не учитывается при расчете ГУ.

4.10.3. Математические модели ЭГУ

Подробные нелинейные математические модели ЭГУ приводятся в работах [4.1, 4.10]. Рассмотрим упрощенные математические модели с целью получения аппроксимированных передаточных функций для последующего их использования при разработке и исследовании электрогидравлических следящих приводов. Рассматриваются двухкаскадные ЭГУ с механической силовой обратной связью по положению золотника с соплом—заслонкой (см. рис. 4.5, ЭГУ-СЗ-МОС) и струйной трубкой (см. рис. 4.7, ЭГУ-СТ-МОС).

С целью упрощения математического описания ЭГУ ниже приняты допущения, не снижающие существенно достоверность результатов для ЭГУ с рекомендованными при их расчетах соотношениями параметров. Приняты пренебрежимо малыми: потери в цилиндрических каналах сопел, объемы жидкости в управляющих камерах золотника, масса золотника, скоростное и сухое трение на золотнике, сила воздействия выходного органа ЭМП на золотник через упругий стержень обратной связи, постоянная времени подвижной системы ЭМП.

Кроме перечисленных допущений учитываются конструктивные ограничения.

Гидравлическая нагрузка на заслонку определяется диаметром сопла и давлением в рабочем зазоре. Жесткость осевой гидродинамической силы, действующей на золотник постоянна. Рабочий ход золотника не превышает номинального значения. Рабочий ход заслонки не достигает величины зазора между соплом и заслонкой. Рабочий ход сопла струйной трубки не более радиуса отверстия насадка сопла. При указанных условиях математическую модель ЭГУ в линейной форме можно представить следующими уравнениями ($s = d/dt$):

$$a_{21} I = a_{31} (T_{э.м.д} s + 1) \alpha + \alpha_{41} \Delta p_{т.з} + a_{51} x; \quad (4.31)$$

$$a_{71} \alpha - a_{72} \Delta p_{т.з} = a_{81} s x; \quad (4.32)$$

$$x = a_{94} \Delta p_{т.з}, \quad (4.33)$$

где

для ЭГУ-СЗ-МОС

$a_{21} = K_{MI} = \frac{M_n}{I_n}$ (здесь M_n — номинальный момент ЭМП);

$a_{31} = K_{M\alpha} = \frac{M_n}{a_n}$ — суммарная угловая

жесткость подвески якоря ЭМП;

$a_{41} = r \frac{\pi d_c^2}{4} + K_c$ (здесь r — расстояние от

центра вращения подвижной системы ЭМП до оси сопел; K_c — коэффициент, учитывающий структуру потока в рабочем зазоре); $a_{51} = RC_{о.с}$ (R — расстояние от центра вращения до точки закрепления упругого стержня обратной связи); $a_{94} = \frac{\pi d_3^2}{4} (C_{о.с} + C_{г.д})$

(здесь $C_{г.д} = 0,5 b p_n$ — жесткость гидродинамической силы, действующей на золотник);

$$a_{71} = \frac{r Q_{c0}}{h_0}; a_{72} = \frac{Q_{c0} p_n}{4 p_{т.з0} (p_n - p_{т.з0})}; a_{81} = \frac{\pi d_3^2}{4};$$

для ЭГУ-СТ-МОС

$$a_{41} = 0; a_{71} = K_{Qz} = (1,2 \dots 1,6) \frac{Q_c}{d_c}, \text{ где } z = r \alpha;$$

r — расстояние от центра вращения до торца насадка сопла; $a_{72} = \frac{K_{Qz}}{K_{pz}}; K_{pz} = \frac{p_n - p_c}{0,5 d_c}$.

На рис. 4.47 показана структурная схема, соответствующая приведенной выше системе уравнений. При этом предполагается, что постоянная времени электромагнитного демпфирования $T_{э.м.д}$ устанавливается экспериментально для конкретной конструкции ЭМП. Она отражает рассеяние энергии механических

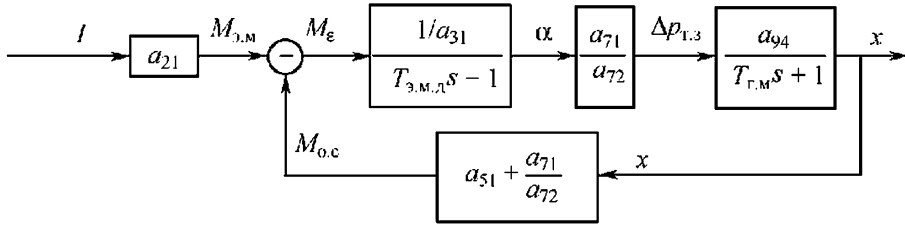


Рис. 4.47. Структурная динамическая схема двухкаскадного ЭГУ

колебаний якоря преобразователя вследствие действия вихревых токов, которые создаются в якоре ЭМП магнитным потоком, перемещающим якорь при его движении в воздушных зазорах.

После преобразования схемы получаем передаточную функцию ЭГУ в виде типового звена второго порядка¹:

$$W(s) = \frac{x(s)}{I(s)} = \frac{K_{xy}}{T_{xI}^2 s^2 + 2\xi_{xI} T_{xI} s + 1},$$

где для ЭГУ с соплом-заслонкой и механической обратной связью

$$K_{xI} = \frac{K_{MI}}{\left(a_{51} + \frac{a_{41}}{a_{94}} \right) \left(1 + \frac{1}{K_p} \right)};$$

$$K_p = \frac{a_{71} a_{94}}{a_{31} a_{72}} \left(a_{51} + \frac{a_{41}}{a_{94}} \right);$$

$$T_{xI} = \sqrt{\frac{T_{\text{э.м.д}} T_{\text{Г.м}}}{K_p + 1}};$$

$T_{\text{Г.м}} = \frac{a_{81} a_{94}}{a_{72}}$ — постоянная времени гидромоста с соплом-заслонкой;

$$\xi_{xI} = \frac{T_{\text{э.м.д}} + T_{\text{Г.м}}}{2\sqrt{T_{\text{э.м.д}} T_{\text{Г.м}} (K_p + 1)}}.$$

Для ЭГУ со струйной трубкой и механической обратной связью

$$K_{xI} = \frac{K_{MI}}{a_{51} \left(1 + \frac{1}{K_p} \right)};$$

$$K_p = \frac{a_{71} a_{94} a_{51}}{a_{31} a_{72}};$$

$$T_{xI} = \sqrt{\frac{T_{\text{э.м.д}} T_{\text{Г.м}}}{K_p + 1}};$$

$$T_{\text{Г.м}} = \frac{a_{81} a_{94}}{a_{72}};$$

$$\xi_{xI} = \frac{T_{\text{э.м.д}} + T_{\text{Г.м}}}{2\sqrt{T_{\text{э.м.д}} T_{\text{Г.м}} (K_p + 1)}}.$$

Приведенные выше уравнения устанавливают связь между входным (током управления I) и выходным сигналами ЭГУ (смещением x золотника).

Для предварительных оценок динамики электрогидравлического привода в ряде случаев принимают линейную зависимость между расходом к ИМ и смещением золотника в виде

$$Q = K_{Qx} x,$$

где $K_{Qx} = \frac{Q_n}{x_n}$ («н» — номинальное значение параметра).

При компьютерном моделировании электрогидравлических приводов эта зависимость может быть представлена в нелинейном виде.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

4.1. **Фомичев В.М.** Преимущества электрогидравлических усилителей мощности с механической силовой обратной связью // Вестник машиностроения. 1975. № 4. С. 11–17.

4.2. **Фомичев В.М.** Форма каналов и структура потоков в высоконагруженных гидроусилителях «струйная трубка» // Вестник машиностроения. 1983. № 10. С. 24–28.

¹ При такой передаточной функции ЭГУ будет всегда устойчивым. Однако известно, что возможны неустойчивые режимы его работы в случае больших значений коэффициента обратной связи. Такая неустойчивость обнаруживается, если прямую цепь в структурной схеме ЭГУ представить звеном третьего порядка (прим. редактора тома).

4.3. **Фомичев В.М.** Дросселирующий гидро-распределитель суперкласса // Приводная техника. 1988. № 8/9. С. 43–46.

4.4. **Свешников В.К.** Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2008. 640 с.

4.5. **Седов Л.И.** Методы подобия и размерности в механике. 7-е изд. М.: Наука, 1981. 430 с.

4.6. **Дейч М.Е., Филиппов Г.А.** Газодинамика двухфазных сред. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. 472 с.

4.7. **Безразмерные** гидравлические характеристики цилиндрических насадков, учитывающие кавитацию и число Рейнольдса / В.М. Фомичев, О.М. Оленин, О.Я. Бирюков

и др. // Вестник машиностроения. 1975. № 11. С. 7–11.

4.8. **Бирюков О.Я., Котлов А.В., Фомичев В.М.** Границы кавитационных режимов в устройстве сопло–заслонка при работе с противодавлением // Вестник машиностроения. 1974. № 2. С. 18–21.

4.9. **О коэффициенте** расхода цилиндрических золотниковых распределителей гидроприводов / В.М. Фомичев, Ю.В. Чайковский, О.Я. Бирюков и др. // Вестник машиностроения. 1977. № 9. С. 10–13.

4.10. **Инженерные** исследования гидроприводов летательных аппаратов / Д.Н. Попов, С.А. Ермаков, В.М. Фомичев и др.; под ред. Д.Н. Попова. М.: Машиностроение, 1978. 142 с.

Глава 5

УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОПРИВОДАМИ

5.1. ЗАДАЧИ УПРАВЛЕНИЯ И ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ

Задачи управления в приложении к гидроприводам могут быть очень разнообразными и во многом зависят от вида той системы, в которой используется гидропривод. Техника управления, начиная с создания в конце XVIII в. первых автоматических регуляторов, до настоящего времени, интенсивно развивается и требует решения новых, достаточно общих для теории управления задач.

Основной целью решения этих задач является производство оптимальных во всех отношениях машин, станков, аппаратов и приборов. Однако в большинстве случаев критерии оптимальности результата производственной деятельности человека противоречат друг другу, что препятствует получению единственно правильного решения. Вследствие этого решение приходится искать интерактивным методом, оценивая и сравнивая между собой ряд возможных решений. В такой постановке задача управления — это только часть фундаментальной проблемы создания совершенных технических систем.

Для решения указанной проблемы с давних пор используют математическое моделирование технических систем. При этом теория управления сначала была посвящена главным образом обеспечению устойчивости требуемых переходных процессов и заданной точности регулирования. Структура и нерегулируемые параметры системы предполагались известными из практики исследования и проектирования ранее разработанных систем.

Современная теория управления позволяет находить решения более широкого круга задач в условиях неполного и нечеткого знания характеристик управляемого объекта и окружающей среды [5.1]. Успехи в области электроники и вычислительной техники дают возможность реализовывать полученные решения на практике. В указанной ситуации при математическом моделировании управляемых систем прежде всего необходимо определить те ограничения, в рамках которых математиче-

ская модель будет адекватно описывать физическую сущность происходящих в системе процессов. С такой точки зрения ниже излагаются основы математического моделирования гидроприводов.

При математическом описании процессов в гидроприводах используют фундаментальные понятия и уравнения механики твердого тела, механики жидкости, электротехники и электроники. Если в этих уравнениях переменные не зависят от времени, то рассматриваемое состояние системы называют установившимся, а описывающие его уравнения — уравнениями статики, если переменные зависят от времени — уравнениями динамики. Оба понятия несколько отличаются от принятых в теоретической механике, так как переменные могут быть не только механическими, но и другими физическими величинами.

Кроме того, установившиеся, или равновесные, состояния могут иметь место при движении отдельных частей системы. Например, вращение вала двигателя с постоянной угловой скоростью или поступательное движение выходного звена гидропривода с постоянной скоростью соответствуют установившимся (равновесным) состояниям данных устройств.

Сложность математических моделей гидроприводов в значительной мере зависит от формы описания процессов в рабочих средах и взаимодействия последних с элементами приводов. Использование уравнений механики жидкости в гидравлической форме позволяет упростить математические модели рассматриваемых устройств и привлечь для расчетов полученные экспериментально значения тех параметров, которые не могут быть вычислены.

Если в этих моделях допустимо не учитывать зависимости переменных по времени от геометрических координат, то математическое описание процессов в системе можно представить в сосредоточенных параметрах, используя обыкновенные дифференциальные уравнения. При наличии гидравлических ли-

ний, протяженность которых превышает 1/4 длины волны колебаний рабочей среды вдоль линии, может возникнуть необходимость применить дифференциальные уравнения в частных производных и рассматривать математическую модель с распределенными параметрами.

Величины, полностью определяющие в данный момент времени состояние системы при известных внешних на нее воздействиях, называют переменными состояниями.

Такие переменные являются своего рода координатами пространства физических величин, в котором состояние системы, в частности гидропривода, описывает вектор-столбец, имеющий после транспонирования следующий вид:

$$\mathbf{x} (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)^T,$$

где $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ — переменные состояния.

В том же пространстве внешние воздействия на систему после транспонирования имеют вид

$$\mathbf{u} (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)^T.$$

Компонентами этого вектора служат величины, которые соответствуют управляющим и возмущающим воздействиям на систему.

Из числа переменных состояний выделяют наблюдаемые, или, как их еще называют, контролируемые величины

$$\mathbf{y} (y_1, y_2, y_3, \dots, y_m)^T.$$

В перечисленных переменных основу математической модели системы представляют в виде векторного дифференциального уравнения

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t)$$

и векторного алгебраического уравнения

$$\mathbf{y} = g(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t).$$

Правые части этих уравнений в общем случае могут быть нелинейными функциями векторных переменных \mathbf{x} , \mathbf{u} и времени t , наличие которого в приведенных выше функциях связано с нестационарностью (изменением по времени) параметров системы.

К уравнениям следует добавить функции, описывающие изменения возмущающих и управляющих воздействий на систему, а также указать начальные условия для исследуемых в системе процессов.

Следствие нелинейности приведенных выше уравнений, которые сами по себе часто являются весьма сложными, их решения получают численными методами. Возможно, численных методов в современных исследованиях и расчетах любых систем несоизмеримы по сравнению с аналитическими методами. Однако результаты численных методов могут оказаться недостаточными при выводе общих закономерностей, описывающих важные для практики свойства систем. В то же время такие закономерности позволяют получить аналитические исследования более простых линейных математических моделей, поэтому они подробно разработаны в математике и по-прежнему применяются в различных дисциплинах, в том числе посвященных расчетам и проектированию гидроприводов.

Важное свойство линейных дифференциальных уравнений, которые лежат в основе линейных математических моделей, состоит в том, что процессы, рассчитанные при нескольких отдельных воздействиях на систему, после суммирования дают процесс, вызванный всеми воздействиями. Это свойство может служить одним из примеров суперпозиции решений линейных дифференциальных уравнений. Замену нелинейной математической модели реальной системы приближенной линейной моделью выполняют, как правило, в ограниченной области переменных состояний и внешних воздействий. Кроме того, необходимо, чтобы характеристики элементов и системы в целом позволяли провести линеаризацию уравнений, существенно не искажая описываемых ими процессов.

Для линеаризации уравнений предварительно определяют переменные состояния системы при $\mathbf{u} = \mathbf{u}_0$, $t_0 \leq t \leq t_k$. Затем принимают, что переменные состояния и возмущения имеют отклонения от соответствующих этому состоянию значений:

$$\mathbf{x}' = \mathbf{x} - \mathbf{x}_0; \quad \mathbf{y}' = \mathbf{y} - \mathbf{y}_0; \quad \mathbf{u}' = \mathbf{u} - \mathbf{u}_0,$$

где \mathbf{x}' , \mathbf{y}' , \mathbf{u}' — отклонения величин от \mathbf{x}_0 , \mathbf{y}_0 , \mathbf{u}_0 .

Учитывая приведенные равенства, исходные уравнения записывают в виде

$$\frac{d\mathbf{x}_0}{dt} + \frac{d\mathbf{x}'}{dt} = f(\mathbf{x}_0 + \mathbf{x}', \mathbf{u}_0 + \mathbf{u}', t);$$

$$y_0 + y' = g(\mathbf{x}_0 + \mathbf{x}', \mathbf{u}_0 + \mathbf{u}', t).$$

После разложения нелинейных функций в правых частях этих уравнений в ряд Тейлора и отбрасывания всех членов, содержащих отклонения в степени выше первой, находят записанные для отклонений линеаризованные дифференциальное уравнение состояния и алгебраическое уравнение наблюдаемых переменных:

$$\frac{d\mathbf{x}'}{dt} = A(t)\mathbf{x}' + B(t)\mathbf{u}';$$

$$y' = C(t)\mathbf{x}' + D(t)\mathbf{u}',$$

где $A(t)$, $B(t)$, $C(t)$, $D(t)$ — матрицы, элементы которых являются заданными функциями от времени.

В случае стационарной системы коэффициенты приведенных уравнений не зависят от времени, поэтому элементы матриц будут иметь постоянные значения.

Рассмотренный метод линеаризации дифференциальных уравнений нельзя применить, когда нелинейные функции не могут быть разложены в ряд Тейлора из-за наличия в них разрывов при исходном состоянии системы. Для аналитических исследований систем с такими существенно нелинейными характеристиками в теории управления разработан ряд методов, среди которых применительно к гидроприводам наиболее распространен метод гармонической линеаризации.

В инженерной практике линеаризованные математические модели получают также путем предварительной аппроксимации нелинейных функций, принимая на основании экспериментальных данных допущения относительно влияния различных факторов на характеристики систем.

Чтобы выделять свойства отдельных элементов систем, в теории управления наряду с математическими моделями, представленными в переменных состояния, продолжают применять ранее сложившиеся методы, основанные на математических моделях, в которых уравнения записаны в форме вход–выход. При этом используют как линейные, так и нелинейные дифференциальные уравнения.

В случае линейных уравнений свойства элементов и составленных из них систем определяют с помощью передаточных функций. Такие функции устанавливают связь между величинами, играющими для элемента или системы роль входных сигналов, и величинами (сигналами) на выходе элемента или системы. Передаточные функции находят с помощью дифференциальных операторов или путем преобразования по Лапласу дифференциальных уравнений [5.2].

Оба способа приводят к одинаковым по внешнему виду соотношениям. Но при аналитических исследованиях второй способ позволяет достаточно просто переходить в частотную область анализа динамики элементов и систем. При исследованиях на ЭВМ вычисления выполняются в соответствии с общим видом передаточных функций и оба способа будут равноценны. Далее передаточная функция определяется в виде соотношения

$$W(s) = \frac{y(s)}{u(s)},$$

где s — комплексная переменная в преобразовании Лапласа; при первом способе определения передаточной функции $s = d/dt$, $u(s)$, $y(s)$ — изображения выходной (сигнала) и входной (сигнала) величин соответственно.

Для нахождения функции $y(t)$, которая описывает отклик (реакцию) элемента или системы на входной сигнал $u(t)$, необходимо по изображению $y(s)$, вычисленному с помощью передаточной функции, определить оригинал $y(t)$, используя таблицу соответствия оригиналов и изображений.

Если входной сигнал изменяется по гармоническому закону, необходимость в обратном преобразовании изображения выходной величины (сигнала) отпадает. В этом случае в передаточную функцию подставляют $s = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$; ω — угловая частота колебаний сигналов. Полученную в результате такой подстановки комплексную функцию называют амплитудно-фазовой частотной характеристикой (АФЧХ) элемента или системы. Модуль этой функции равен отношению амплитуды выходного сигнала к амплитуде входного, а аргумент равен смещению по фазе между колебаниями выходного и входного сигналов.

Графики $A(\omega)$ и $\varphi(\omega)$ являются амплитудной и фазовой частотными характеристиками

элемента или системы. Для представления амплитудной и фазовой характеристик в широком диапазоне частот применяют логарифмические координаты, измеряя $20 \lg A(\omega) = L(\omega)$ в децибелах, $\varphi(\omega)$ — в радианах. Характеристики называют соответственно логарифмическая амплитудная (ЛАХ) и логарифмическая фазовая (ЛФХ). Частотные характеристики широко применяют при исследованиях и проектировании гидроприводов и источников их энергоснабжения.

5.2. НЕЛИНЕЙНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИЛОВОЙ ЧАСТИ ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Практически невозможно, да и вряд ли необходимо, пытаться рассмотреть задачи управления в приложении ко всем видам гидроприводов. Целесообразнее на примерах наиболее распространенных гидроприводов изложить общую методику математического моделирования и решения основных задач управления, указанных в начале этой главы. При подходе к гидроприводу как к управляемой системе прежде всего следует выделить силовую часть (исполнительную часть системы), которой служит гидродвигатель с регулирующим его движение устройством. Воздействующие на это устройство аппараты, а также формирующие сигналы управления датчики и приборы отнесем к управляющей части системы [5.3].

Для математического моделирования воспользуемся расчетной схемой, изображенной на рис. 5.1. На схеме гидроцилиндр 1 с проходным штоком имеет внешнюю опору жесткостью $c_{он}$. Нагрузка на выходное звено (шток гидроцилиндра) принята инерционной, позиционной и в виде трения. Первую из пе-

речисленных нагрузок создает перемещаемое выходным звеном тело массой m , вторая условно представлена пружиной 2 жесткостью c_n с нулевым натяжением при среднем положении поршня гидроцилиндра. Нагрузку от действия вязкого трения имитирует гидравлический демпфер 3, а от сухого трения — граница 4 плоскости, по которой без смазки перемещается тело массой m , золотник 5 управляет движением поршня гидроцилиндра.

Жесткость связи тела массой m со штоком гидроцилиндра обозначена $c_{св}$. Положительным выбрано перемещение x_3 золотника, соответствующее положительному перемещению штока гидроцилиндра (на схеме — вправо).

Математическое описание динамических процессов в таком исполнительном гидродвигателе начнем с уравнения движения тела массой m :

$$m \frac{d^2 y_m}{dt^2} = c_{св} (y_{шт} - y_m) - c_n y_m - P_{тр}, \quad (5.1)$$

где $P_{тр}$ — сила, вызванная действием вязкого и сухого трения; в общем случае является нелинейной функцией от скорости $v_m = dy_m / dt$, т.е.

$$P_{тр} = P_{тр}(v_m). \quad (5.2)$$

Уравнение движения выходного звена (штока гидроцилиндра) запишем в виде

$$m_n \frac{d^2 y_{шт}}{dt^2} = S_1 p_1 - S_2 p_2 - c_{св} (y_{шт} - y_m) - P_{тр.п}, \quad (5.3)$$

где m_n — суммарная масса поршня и штока гидроцилиндра; S_1 и S_2 — площади поршня в левой и правой полостях гидроцилиндра, в которых давления жидкости равны p_1 и p_2 соответственно; $P_{тр.п}$ — сила трения в уплотнениях гидроцилиндра. При смешанном трении в уплотнениях

$$P_{тр.п} = P_{тр.п}(v_{шт}, v_u), \quad (5.4)$$

где $v_{шт} = dy_{шт} / dt$; $v_u = dy_u / dt$ (здесь y_u — перемещение гидроцилиндра на упругой опоре).

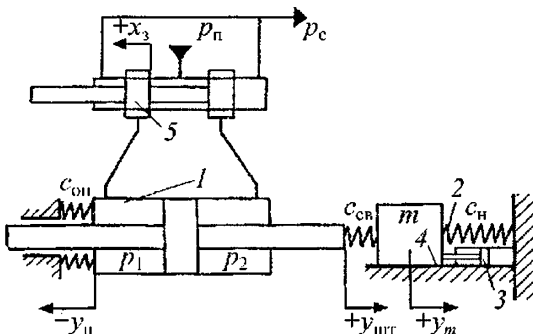


Рис. 5.1. Схема для составления математической модели силовой части гидропривода с дроссельным регулированием

В свою очередь, величина v_u входит в уравнение

$$m_u \frac{d^2 y_u}{dt^2} = S_1 p_1 - S_2 p_2 - c_{ср} y_u - P_{тр.у}, \quad (5.5)$$

где m_u — масса гидроцилиндра.

При смещении золотника в направлении $+x_3$ в левую полость гидроцилиндра поступает жидкость с массовым расходом

$$G_1 = \rho Q_{31}, \quad (5.6)$$

где ρ — плотность жидкости; Q_{31} — объемный расход жидкости, поступающей в левую полость гидроцилиндра.

Согласно условию неразрывности течения, имеем

$$\rho Q_{31} = \rho \frac{d(V_1 + V_{1л})}{dt} + \rho \frac{V_1 + V_{1л}}{B_{см1}} \frac{dp_1}{dt}, \quad (5.7)$$

где $B_{см1}$ — модуль объемной упругости находящейся в левой полости гидроцилиндра смеси жидкости с воздухом; V_1 — объем левой полости гидроцилиндра; $V_{1л}$ — объем канала, соединяющего левую полость гидроцилиндра с золотником.

Уравнение (5.7) и используемое далее аналогичное уравнение для правой полости гидроцилиндра записаны в предположении одновременного изменения давления во всех сечениях каналов (гидролиний), соединяющих гидроцилиндр с золотником, т.е. в сосредоточенных параметрах. При этом инерция жидкости не учитывается, а гидравлическое сопротивление каналов учтено в коэффициенте расхода золотника.

Вследствие перемещения поршня гидроцилиндра и самого гидроцилиндра, вызванного упругостью опоры, объем V_1 будет переменной величиной, поэтому

$$V_1 = V_{01} + S_1 y_{шт} + S_1 y_u, \quad (5.8)$$

где V_{01} — объем левой полости гидроцилиндра при начальном положении поршня, от которого измерены значения $y_{шт}$ и y_u . После подстановки величины V_1 из уравнения (5.8) в уравнение (5.7) и сокращения на ρ получаем

$$Q_{31} = S_1 \frac{dy_{шт}}{dt} + S_1 \frac{dy_u}{dt} + \frac{V_1 + V_{1л}}{B_{см1}} \frac{dp_1}{dt}. \quad (5.9)$$

Аналогично находим уравнение объемного расхода жидкости, вытекающей из правой полости гидроцилиндра,

$$Q_{32} = S_2 \frac{dy_{шт}}{dt} + S_2 \frac{dy_u}{dt} - \frac{V_2 + V_{2л}}{B_{см2}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (5.10)$$

где V_2 — объем правой полости гидроцилиндра, который уменьшается при движении поршня в направлении $+y_{шт}$; $V_{2л}$ — объем канала, соединяющего правую полость гидроцилиндра с золотником; $B_{см2}$ — модуль объемной упругости смеси жидкости и воздуха, вытесняемой из правой полости гидроцилиндра.

Входящие в уравнения (5.9) и (5.10) модули объемной упругости можно определить по соотношению

$$B_{см i} = \frac{B_{ж}}{1 + \alpha_{vi} B_{ji} / B_{в}}, \quad (5.11)$$

где $i = 1$ для полости с давлением p_1 ; $i = 2$ для полости с давлением p_2 .

Объемное $\alpha_{vi} = V_{vi} / V_{см}$ содержание воздуха в жидкости может быть различным в каждой полости гидроцилиндра вследствие разной продолжительности процессов растворения и выделения воздуха в жидкости.

Расходы жидкости Q_{31} и Q_{32} через окна, открытые кромками золотника, описываются функциями (5.12) и (5.13), в которые входят удельные (отнесенные к единице перемещения золотника) проводимости окон, открытых при смещении золотника от среднего положения:

$$Q_{31} = k'_{31} x_3 \sqrt{|p_{п1} - p_1|} \cdot \text{sign}(p_{п1} - p_1); \quad (5.12)$$

$$Q_{32} = k'_{32} x_3 \sqrt{|p_2 - p_{сн2}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{сн2}). \quad (5.13)$$

В формулах (5.12) и (5.13) квадратные корни извлекаются из модулей разности давлений, что исключает появление мнимых значений расходов, а возможное изменение направлений течения жидкости учитывается функцией $\text{sign}(\dots)$. Удельные проводимости окон определяются соотношениями

$$k'_{31} = \mu_{31} \pi d_3 k_{п1} \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad (5.14)$$

$$k'_{32} = \mu_{32} \pi d_3 k_{п2} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (5.15)$$

где $k_{п1} = b_{ок} / \pi d_3$ — коэффициент полноты использования периметра втулки золотника при

размещении в ней окон (здесь $b_{ок}$ — ширина окон, охватывающих кромку золотника диаметром d_3).

Согласно формулам (5.14) и (5.15), удельные проводимости окон, через которые жидкость поступает в гидроцилиндр, могут отличаться от удельных проводимостей окон, через которые жидкость вытекает из гидроцилиндра. Это вызвано различными значениями коэффициентов μ_{31} и μ_{32} , зависящих от направления течения жидкости через окна золотникового устройства. Коэффициенты расхода определяют экспериментальным путем. Наиболее полное представление об удельных проводимостях золотникового устройства можно получить, если результаты экспериментов обработаны в зависимости от значений числа Рейнольдса, относительного перемещения золотника и относительных значений давления после окон, т.е. если они имеют вид

$$k'_{31} = k'_{31} \left(Re_1, \bar{x}_3, \frac{p_1}{p_n} \right);$$

$$k'_{32} = k'_{32} \left(Re_2, \bar{x}_3, \frac{p_{сн}}{p_2} \right),$$

$$Re_1 = \frac{2x_3 \sqrt{2|p_n - p_1|}}{v}; \quad Re_2 = \frac{2x_3 \sqrt{2|p_2 - p_{сн}|}}{v},$$

где $\bar{x}_3 = x_3 / x_{3\max}$ — безразмерное смещение золотника от среднего положения; $x_{3\max}$ — максимальное смещение золотника в одну сторону.

Все приведенные выше уравнения получены при $x_3 > 0$.

В случае $x_3 < 0$ необходимо в уравнениях поменять местами давления p_1 и p_2 , так как теперь правая полость гидроцилиндра будет соединена с каналом, в котором давление p_n , а левая — с каналом, в котором давление $p_{сн}$. С учетом этих перестановок членов, соответствующих смещению золотника в разные стороны от среднего положения, после несложных преобразований уравнений (5.1)–(5.15) нелинейную математическую модель силовой части гидропривода с дроссельным регулированием можно представить следующей системой дифференциальных уравнений в форме Коши:

$$\frac{dy_m}{dt} = v_m;$$

$$\frac{dv_m}{dt} = \frac{c_{св}}{m} y_{шт} - \frac{c_{св} + c_H}{m} y_m - \frac{1}{m} P_{тр};$$

$$\frac{dy_{шт}}{dt} = v_{шт};$$

$$\frac{dv_{шт}}{dt} = \frac{S_1}{m} p_1 - \frac{S_2}{m} p_2 - \frac{c_{св}}{m} y_{шт} + \frac{c_{св}}{m} y_m - \frac{1}{m} P_{тр,у};$$

$$\frac{dy_u}{dt} = v_u;$$

$$\frac{dv_u}{dt} = \frac{S_1}{m} p_1 - \frac{S_2}{m} p_2 - \frac{c_{он}}{m} y_u - \frac{1}{m} P_{тр,у};$$

при $x_3 > 0$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{31} B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} x_3 \sqrt{|p_n - p_1|} \cdot \text{sign}(p_n - p_1) -$$

$$- \frac{S_1 B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} v_{шт} - \frac{S_1 B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} v_u;$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{k'_{32} B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} x_3 \sqrt{|p_2 - p_{сн}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{сн}) +$$

$$+ \frac{S_2 B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} v_{шт} + \frac{S_2 B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} v_u;$$

при $x_3 < 0$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{34} B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} x_3 \sqrt{|p_1 - p_{сн}|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_{сн}) +$$

$$+ \frac{S_1 B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} v_{шт} + \frac{S_1 B_{сн1}}{V_1 + V_{1,л}} v_u;$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k'_{33} B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} x_3 \sqrt{|p_n - p_2|} \cdot \text{sign}(p_n - p_2) -$$

$$- \frac{S_2 B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} v_{шт} - \frac{S_2 B_{сн2}}{V_2 + V_{2,л}} v_u,$$

где $k'_{31} = k'_{33}$; $k'_{32} = k'_{34}$.

Данную систему дифференциальных уравнений необходимо дополнить функциями (5.2) и (5.4), а также функциями, которые определяют проводимости окон, открываемых кромками золотника.

Кроме того, следует указать минимальные допустимые давления p_1 и p_2 , исключающие кавитацию в гидроприводе. Для изучения основных динамических свойств гидропривода с дроссельным регулированием полученная математическая модель слишком сложна. С указанной выше целью целесообразно применить более простую, но в то же время достаточно достоверную при ряде ограничений математическую модель.

**5.3. ЛИНЕЙНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ
МОДЕЛЬ СИЛОВОЙ ЧАСТИ
ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ
РЕГУЛИРОВАНИЕМ**

Для упрощения приведенной в параграфе 5.2 системы дифференциальных уравнений воспользуемся прежде всего тем, что у реальных гидроприводов геометрические параметры левой и правой половин схемы при среднем положении поршня гидроцилиндра часто имеют близкие значения. В таких случаях можно принять

$$S_1 = S_2 = S_{п1}, \quad V_1 = V_2 = V_0, \quad V_{1л} = V_{2л} = V_{л}, \\ k'_{31} = k'_{32} = k'_{33} = k'_{34} = k'_3.$$

При динамических процессах, которые происходят со скоростями, превышающими скорости растворения и выделения газа в жидкости, значение модуля $B_{см}$ объемной упругости смеси примем равным значению модуля $B_{ж}$ объемной упругости жидкости, которое не зависит от давления, но вычислено с учетом постоянного газосодержания в жидкости при среднем уровне давлений в полостях гидроцилиндра.

Пренебрегая, кроме того, сухим трением в нагрузке на выходное звено и учитывая знаки в уравнении (5.1), представим силу вязкого трения в виде

$$P_{в.тр} = k_{тр} \frac{dy_m}{dt}. \quad (5.16)$$

Наконец, нелинейные функции (5.12) и (5.13) заменим уравнением аппроксимированной расходно-перепадной характеристики золотникового устройства [5.2]

$$Q_3 = K_{Q_x x_3} - K_{Q_p p_n}, \quad (5.17)$$

где $p_n = p_1 - p_2$.

Заметим, что коэффициенты уравнения (5.17) нельзя вычислить как коэффициенты первых членов ряда Тейлора, поскольку исходная функция

$$Q_3 = k'_3 x_3 \sqrt{\frac{p_n - p_{сн} - p_n \operatorname{sign} x_3}{2}} \quad (5.18)$$

в окрестности точки, соответствующей равновесию ($Q_3 = 0$) силовой части гидропривода, имеет разрыв по первым производным. Во всех остальных точках расходно-перепадной

характеристики коэффициенты K_{Q_x} и K_{Q_p} определяются с помощью формул

$$K_{Q_x} = \left. \frac{\partial Q_3}{\partial x_3} \right|_{p_{н0}} = \left| k'_3 \sqrt{\frac{p_n - p_{сн} - p_{н0} \operatorname{sign} x_{30}}{2}} \right|; \quad (5.19)$$

$$K_{Q_p} = \left. \frac{\partial Q_3}{\partial p_n} \right|_{p_{н0}} = \left| \frac{k'_3 x_{30}}{2\sqrt{2(p_n - p_{сн} - p_{н0} \operatorname{sign} x_{30})}} \right|. \quad (5.20)$$

У реальных золотниковых устройств вследствие утечек и перетечек жидкости по зазорам функция (5.18) изменяется так, что разрывы по первым производным сглаживаются. Это позволяет в окрестности точки $p_n = 0$, $Q_3 = 0$ вычислять коэффициенты по формулам (5.19) и (5.20), принимая в них $p_{н0} = 0$, а значение x_{30} выбирать равным промежуточному значению между $x_3 = 0$ и $x_3 = x_{3 \max}$.

Все рассмотренные выше допущения позволяют составить линейную математическую модель силовой части гидропривода с дроссельным регулированием. Эту модель можно еще несколько упростить, если связь выходного звена с телом массой m принять абсолютно жесткой. Тогда, $y_{шт} = y_m$, а массы $m_{п1}$ и m можно просуммировать, не учитывая при этом массу гидроцилиндра. При перечисленных дополнительных допущениях уравнения, описывающие в линейном приближении динамические процессы в силовой части гидропривода с дроссельным регулированием, сведем в следующую систему:

$$m \frac{d^2 y_{шт}}{dt^2} + k_{тр} \frac{dy_{шт}}{dt} + c_n y_{шт} = S_{п1} p_n; \quad (5.21)$$

$$\frac{V_0 + V_{л}}{2 B_{ж}} \frac{dp_n}{dt} + S_{п1} \frac{dy_{шт}}{dt} + S_{п1} \frac{dy_{п1}}{dt} = Q_3; \quad (5.22)$$

$$S_{п1} p_n = c_{оп} y_{п1}. \quad (5.23)$$

Систему уравнений (5.17) и (5.21)–(5.23) приведем к одному дифференциальному уравнению

$$\frac{mV_0}{2E_{п1}S_{п1}K_{Q_x}} \frac{d^3 y_{шт}}{dt^3} + \frac{S_{п1}}{K_{Q_x}} \left(\frac{K_{Q_p} m}{S_{п1}^2} + \frac{k_{тр} V_0}{2E_{п1}S_{п1}^2} \right) \frac{d^2 y_{шт}}{dt^2} + \frac{S_{п1}}{K_{Q_x}} \left(1 + \frac{V_0 c_n}{2E_{п1}S_{п1}^2} + \frac{K_{Q_p} k_{тр}}{S_g^2} \right) \frac{dy_{шт}}{dt} + \frac{K_{Q_p} c_n}{K_{Q_x} S_{п1}} y_{шт} = x_3, \quad (5.24)$$

где

$$E_u = \frac{B_{\text{ж}}}{1 + \frac{V_{\text{л}}}{V_0} + \frac{2S_{\text{п}}^2 B_{\text{ж}}}{V_0 c_{\text{оп}}}}$$

Обычно величины, которые являются слагаемыми коэффициента при $dy_{\text{шт}}/dt$, малы по сравнению с 1. Исключив эти величины из уравнения (5.24) и преобразовав его по Лапласу при нулевых начальных условиях, получим

$$T_{\text{г}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) y_{\text{шт}}(s) = x_3(s) - K_{\text{н}} y_{\text{шт}}(s), \quad (5.25)$$

где

$$T_{\text{г}} = \frac{S_{\text{п}}}{K_{Q_x}}; \quad (5.26)$$

$$T_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{m}{c_{\text{ц}}}}; \quad (5.27)$$

$$c_{\text{ц}} = 2S_{\text{п}}^2 \frac{E_{\text{ц}}}{V_0}; \quad (5.28)$$

$$\zeta_{\text{ц}} = \frac{0,5 k_{\text{тр}} + K_{Q_p} m E_{\text{ц}} / V_0}{\sqrt{m c_{\text{ц}}}}; \quad (5.29)$$

$$K_{\text{н}} = \frac{K_{Q_p} c_{\text{ц}}}{K_{Q_x} S_{\text{п}}}. \quad (5.30)$$

Согласно формулам (5.25)–(5.30) построена изображенная на рис. 5.2 структурная схема. Из рисунка ясно, что линейную математическую модель силовой части гидропривода с дроссельным регулированием можно представить последовательно соединенными интегрирующим и колебательным (при $\zeta_{\text{ц}} < 1$) или аperiodическим (при $\zeta_{\text{ц}} \geq 1$) второго порядка звеньями, охваченными отрицательной обратной связью с пропорциональным звеном. Каждое из указанных звеньев учитывает определенные физические процессы, возникающие в гидроприводе при динамических режимах его работы.

Интегрирующее звено с постоянной времени $T_{\text{г}}$ описывает процесс непрерывного

поступления жидкости в одну полость гидроцилиндра и вытеснения жидкости из другой полости при движении поршня гидроцилиндра. Значение $T_{\text{г}}$ зависит от рабочей площади $S_{\text{п}}$ поршня гидроцилиндра и коэффициента K_{Q_x} преобразования перемещения золотника в расход жидкости через окна, открываемые кромками золотника. Чем меньше эта постоянная времени, тем больше скорость движения выходного звена гидропривода.

Наличие колебательного или аperiodического звена второго порядка вызвано сжимаемостью жидкости в гидроцилиндре и присоединенной к его штоку массой m . Находящаяся в гидроцилиндре жидкость играет роль пружины с жесткостью $c_{\text{ц}}$, значительно превышающей жесткость $c_{\text{н}}$ пружины, имитирующей позиционную нагрузку на выходное звено гидропривода. Значение постоянной времени $T_{\text{ц}} = 1/\omega_{0\text{ц}}$, где $\omega_{0\text{ц}}$ — собственная частота колебаний массы m при среднем положении поршня гидроцилиндра. Демпфирование колебаний массы m создает сила вязкого трения в нагрузке на выходное звено и пропускная способность окон золотника.

Первый фактор учитывается в коэффициенте $\zeta_{\text{ц}}$ относительного демпфирования величиной $k_{\text{тр}}$, второй — величиной K_{Q_p} .

На первый взгляд, несколько неожиданно в структурной схеме показана обратная связь, которая отсутствует в конструкции силовой части гидропривода (см. рис. 5.1). Эта обратная связь означает, что величина $y_{\text{шт}}$ влияет на расход жидкости, как бы изменяя величину x_3 . В действительности расход жидкости изменяется вследствие увеличения и уменьшения давления в полостях гидроцилиндра при движении его поршня. Обратная связь, не предусмотренная конструкцией устройства, а возникающая вследствие внутренних физических процессов, может быть названа *собственной*, или *внутренней*, *обратной связью*.

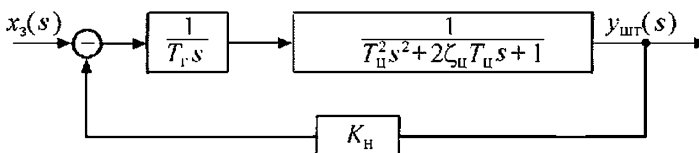


Рис. 5.2. Структурная схема линейризованной модели силовой части гидропривода с дроссельным регулированием

5.4. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИЛОВОЙ ЧАСТИ ГИДРОПРИВОДА С ОБЪЕМНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Силловая часть гидропривода с объемным регулированием состоит из исполнительного двигателя с поступательным или вращательным движением выходного звена и объемного насоса с изменяемой подачей. Чтобы ознакомиться с особенностями математического описания процессов в гидродвигателях при неограниченном вращательном движении выходного звена, т.е. в гидромоторах, рассмотрим схему, изображенную на рис. 5.3, а. На схеме вал аксиально-поршневого гидромотора 1 соединен с нагрузкой 2. Рабочая жидкость поступает в гидромотор от аксиально-поршневого насоса 3, подача которого может изменяться как по величине, так и по направлению путем регулирования угла γ_n наклона шайбы. В соответствии со схемой движение жидкости происходит по замкнутому гидравлическому контуру, причем так, что у насоса либо верхняя гидролиния является напорной, а нижняя всасывающей, либо наоборот. Для компенсации утечек жидкости предусмотрены обратные клапаны 4, к которым подведена жидкость под давлением $p_{подп}$ подпитки от вспомогательного насоса. Расходная характеристика этих клапанов приведена на рис. 5.3, б.

При давлении $p_1 < p_{подп}$ открывается верхний клапан, пропуская жидкость (расход $Q_{подп1}$) в гидролинию с давлением p_1 , при $p_2 < p_{подп}$ открывается нижний клапан и расход $Q_{подп2}$ поступает в гидролинию с давлением p_2 . Если давление $p_{подп}$ меньше одного из указанных давлений, то соответствующий клапан закрыт, а если $p_{подп} < p_1$ и $p_{подп} < p_2$, то закрыты

оба клапана (p_0 на прямой 2 рис. 5.3, б). В точке, для которой $p_1 = p_2 = p_{подп}$, характеристика имеет разрыв по первой производной и поэтому в данной точке не может быть линейризована методом малых отклонений. С целью получения линейной математической модели силовой части гидропривода с объемным регулированием предположим, что при выбранном для исследования режиме работы привода ($p_1 = p_2 = p_0$ на прямой 1) клапаны открыты и, соответственно,

$$Q_{подп1} = k_{кл} (p_{подп} - p_1); \quad (5.31)$$

$$Q_{подп2} = k_{кл} (p_{подп} - p_2), \quad (5.32)$$

где $k_{кл}$ — проводимость клапана.

Для момента времени, при котором вследствие малого отклонения шайбы насоса от среднего положения жидкость поступает из насоса в гидролинию с давлением p_1 , а из гидролинии с давлением p_2 уходит в насос, запишем следующие уравнения расходов:

$$Q_n = Q_m + Q_{п.н} + Q_{п.м} + Q_{у.н1} + Q_{у.м1} + Q_{сж1} - Q_{подп1}; \quad (5.33)$$

$$Q_n = Q_m + Q_{п.н} + Q_{п.м} - Q_{у.н2} - Q_{у.м2} - Q_{сж2} + Q_{подп2}. \quad (5.34)$$

В уравнениях (5.33) и (5.34) расходы $Q_{сж1}$ и $Q_{сж2}$ являются теми составляющими подачи насоса Q_n , которые связаны со сжимаемостью жидкости. Остальные составляющие Q_n , показанные на схеме (см. рис. 5.3, а) стрелками, учитывают расход Q_m , обеспечивающий вращение вала гидромотора, а также утечки и перетечки жидкости в насосе и гидромоторе. Уравнения упрощаются, если насос и гидро-

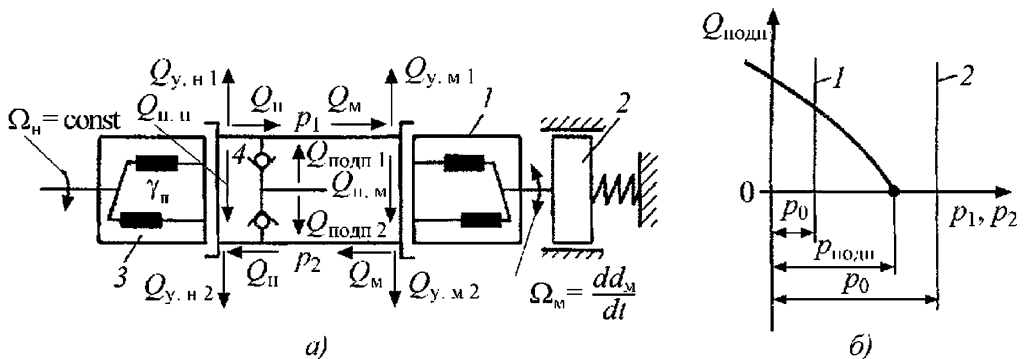


Рис. 5.3. Схема для составления математической модели силовой части гидропривода с объемным регулированием

мотор имеют одинаковые конструктивные размеры и изготовлены с одинаковыми допусками. В этом случае можно принять, что

$$Q_{п.н} = Q_{п.м} = Q_{пер}; \quad Q_{y.н1} = Q_{y.м1} = Q_{yт1}; \\ Q_{y.н2} = Q_{y.м2} = Q_{yт2}.$$

Перечисленные составляющие Q_n определяют с помощью следующих соотношений:

$$Q_M = q_M \frac{d\alpha_M}{dt}; \quad (5.35)$$

$$Q_{пер} = k_{пер}(p_1 - p_2); \quad (5.36)$$

$$Q_{yт1} = k_{yт} p_1; \quad (5.37)$$

$$Q_{yт2} = k_{yт} p_2, \quad (5.38)$$

где $q_M = V_M / (2\pi)$ — рабочий объем гидромотора, отнесенный к одному радиану угла поворота его вала; $k_{пер}$ — проводимость зазоров, по которым в насосе и гидромоторе происходят перетечки жидкости из камер с высоким давлением в камеры с низким давлением; $k_{yт}$ — проводимость зазоров в насосе и гидромоторе, по которым происходит утечка жидкости.

Предполагая, что гидрролинии выполнены из трубопроводов с одинаковыми проходными сечениями и имеют одинаковую длину, а также считая стенки трубопроводов абсолютно жесткими, запишем

$$Q_{сж1} = \frac{V_0}{B_{ж}} \frac{dp_1}{dt}; \quad (5.39)$$

$$Q_{сж2} = \frac{V_0}{B_{ж}} \frac{dp_2}{dt}, \quad (5.40)$$

где V_0 — внутренний объем одного трубопровода вместе с подключенными к нему камерами насоса и гидромотора; $B_{ж}$ — модуль объемной упругости жидкости.

Соотношения (5.39) и (5.40) записаны исходя из того, что давление во всех сечениях каждого трубопровода изменяется одновременно, а инерция жидкости и гидравлическое сопротивление трубопроводов незначительно влияют на эти изменения давления. Такое допущение позволяет получить математическую модель силовой части гидропривода в сосредоточенных параметрах, которая описывает происходящие в приводе процессы с достаточной для практики достоверностью, если характерное время процесса приблизительно на поряд-

ок больше времени распространения волны давления по длине трубопровода. В противном случае может возникнуть необходимость использования более сложной математической модели привода с распределенными параметрами [5.2].

Подставив составляющие Q_n из соотношений (5.31), (5.32), (5.35)–(5.40) в уравнения (5.33) и (5.34), а затем сложив эти уравнения, получим

$$q_M \frac{d\alpha_M}{dt} + \frac{V_0}{2B_{ж}} \frac{dp_M}{dt} + k_s p_M = Q_n, \quad (5.41)$$

где $p_M = p_1 - p_2$; $k_s = k_{yт} + 2k_{пер} + \frac{k_{сж1}}{2}$.

Геометрическую подачу Q_n аксиально-поршневого насоса можно найти по соотношению

$$Q_n = \frac{S_n z_n D_n \Omega_n \operatorname{tg} \gamma_n}{2\pi}, \quad (5.42)$$

где S_n — рабочая площадь поршня (плунжера); z_n — число поршней; D_n — диаметр цилиндрической поверхности, на которой расположены оси поршней; Ω_n — угловая скорость вала насоса.

При малых изменениях угла наклона шайбы насоса около ее среднего положения и постоянной скорости вращения вала насоса соотношение (5.42) нетрудно линеаризовать и представить в виде

$$Q_n = K_{Q\gamma} \gamma_n, \quad (5.43)$$

где $K_{Q\gamma} = S_n z_n \Omega_n / 2\pi$ — коэффициент преобразования угла наклона шайбы в подачу насоса.

После подстановки величины Q_n из соотношения (5.43) в уравнение (5.41) получим

$$\frac{q_M}{K_{Q\gamma}} \frac{d\alpha_M}{dt} + \frac{V_0}{2B_{ж} K_{Q\gamma}} \frac{dp_M}{dt} + \frac{k_s}{K_{Q\gamma}} p_M = \gamma_n. \quad (5.44)$$

В уравнение (5.44) входит разность p_M давлений в камерах гидромотора, которая также включается в уравнение движения вала гидромотора

$$J \frac{d^2 \alpha_M}{dt^2} = q_M p_M - M_{поз} - M_{тп1} - M_{тп2}, \quad (5.45)$$

где J — приведенный к валу гидромотора момент инерции управляемого приводом объекта, вычисленный с учетом момента инерции ротора самого гидромотора; $M_{\text{поз}}$ — момент от действия на вал гидромотора позиционной нагрузки; $M_{\text{тр1}}$ и $M_{\text{тр2}}$ — моменты сил трения соответственно в гидромоторе и нагрузке, приложенной к валу гидромотора.

Нагружающие вал гидромотора моменты определим следующими соотношениями:

$$M_{\text{поз}} = k_{\text{поз}} \alpha_M; \quad (5.46)$$

$$M_{\text{тр1}} = k_{\text{тр1}} \frac{d\alpha_M}{dt}; \quad (5.47)$$

$$M_{\text{тр2}} = k_{\text{тр2}} \frac{d\alpha_M}{dt}. \quad (5.48)$$

Подставив в уравнение (5.45) моменты из соотношений (5.46)–(5.48), получим

$$\frac{J}{q_M} \frac{d^2\alpha_M}{dt^2} + \frac{k_{\text{тр}}}{q_M} \frac{d\alpha_M}{dt} + \frac{k_{\text{поз}}}{q_M} \alpha_M = p_M, \quad (5.49)$$

где $k_{\text{тр}} = k_{\text{тр1}} + k_{\text{тр2}}$.

Уравнения (5.44) и (5.49) сведем к одному уравнению, описывающему динамические процессы в силовой части гидропривода с объемным регулированием, которое представим в виде

$$a_3 \frac{d^3\alpha_M}{dt^3} + a_2 \frac{d^2\alpha_M}{dt^2} + a_1 \frac{d\alpha_M}{dt} + a_0 \alpha_M = \gamma_H, \quad (5.50)$$

где

$$a_3 = \frac{JV_0}{2B_{\text{ж}}q_M K_{Q\gamma}}; \quad a_2 = \frac{k_{\text{тр}}V_0}{2B_{\text{ж}}q_M K_{Q\gamma}} + \frac{k_s J}{q_M K_{Q\gamma}};$$

$$a_1 = \left(1 + \frac{k_{\text{поз}}V_0}{2B_{\text{ж}}q_M^2} + \frac{k_s k_{\text{тр}}}{q_M^2}\right) \frac{q_M}{K_{Q\gamma}}; \quad a_0 = \frac{k_s k_{\text{поз}}}{q_M K_{Q\gamma}}.$$

Величины, стоящие в скобках у коэффициента a_1 обычно малы по сравнению с единицей и их можно в дальнейшем не учитывать. С таким допущением преобразованное по Ла-

пласу уравнение (5.50) при нулевых начальных условиях приводится к виду

$$T_{\text{г.о}}s(T_M^2s^2 + 2\zeta_M T_M s + 1)\alpha_M(s) = \gamma_H(s) - K_{\text{н.о}}\alpha_M(s), \quad (5.51)$$

где

$$T_{\text{г.о}} = \frac{q_M}{K_{Q\gamma}}; \quad (5.52)$$

$$T_M = \sqrt{\frac{JV_0}{2q_M^2 B_{\text{ж}}}}; \quad (5.53)$$

$$\zeta_M = \frac{JB_{\text{ж}}k_s + 0,5k_{\text{тр}}V_0}{\sqrt{2JB_{\text{ж}}V_0q_M^2}}; \quad (5.54)$$

$$K_{\text{н.о}} = \frac{k_s k_{\text{поз}}}{q_M K_{Q\gamma}}. \quad (5.55)$$

Здесь $T_{\text{г.о}}$ — постоянная времени гидропривода с объемным регулированием; T_M — постоянная времени нагруженного гидромотора, равная обратной значению собственной частоты ω_{0M} гидромотора; ζ_M — коэффициент относительного демпфирования гидромотора; $K_{\text{н.о}}$ — коэффициент внутренней обратной связи, вызванной действием позиционной нагрузки и негерметичностью гидромашин (гидромотора и насоса).

Коэффициенты уравнения (5.51), вычисляемые по формулам (5.52)–(5.55), отражают физические явления, аналогичные тем, которые рассматривались в предыдущей математической модели гидропривода с дроссельным регулированием.

Уравнению (5.51) соответствует изображенная на рис. 5.4 структурная схема. Сравнивая данную структурную схему со структурной схемой силовой части гидропривода с дроссельным регулированием, нетрудно заметить, что они различаются только величинами, определяющими значения постоянных времени и коэффициентов относительного демпфирования. Это делает возможным структурную схему обоих приводов представлять в виде по-

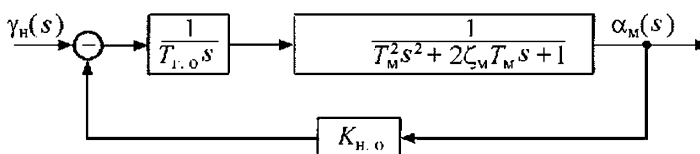


Рис. 5.4. Структурная схема линейризованной модели силовой части гидропривода с объемным регулированием

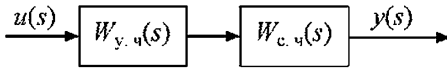


Рис. 5.5. Структурная схема управляющей и силовой частей гидропривода

следовательного соединения (рис. 5.5) силовой части с передаточной функцией $W_{c,ч}(s)$ и управляющей части с передаточной функцией $W_{y,ч}(s)$. Первая передаточная функция находится либо согласно правилам преобразования рассмотренных выше структурных схем, либо непосредственно из математических моделей силовых частей приводов.

Передаточная функция управляющей части описывает динамические свойства устройств, используемых в приводе для управления исполнительным двигателем.

Во многих гидроприводах применяют механические устройства, с помощью которых перемещают золотники, регулирующие потоки рабочих сред. Человек-оператор может передвигать золотник вручную, визуальнo контролируя движение выходного звена привода. При таком управлении отсутствует обратная связь от выходного звена привода к регулируемому устройству.

Более точным является управление с обратной связью, посредством которой сравнивается перемещение выходного звена привода с задаваемым человеком-оператором перемещением. Этот способ управления осуществляет, например, следящий гидромеханический привод с дроссельным регулированием, схема которого дана на рис. 5.6, а.

Входным сигналом $h_{вх}$ для привода служит перемещение точки A . Сигнал обратной связи передается золотнику 1 от штока гидроцилиндра 2 рычагом AOB . Ошибка (рассогласование) измеряется перемещением золотника

$$x_3 = K_{sh}h_{вх} - K_{o.c}y_{шт}, \quad (5.56)$$

где $K_{sh} = OB / AB$ — коэффициент передачи входного сигнала; $K_{o.c} = AO / AB$ — коэффициент обратной связи.

Построенная с учетом уравнения (5.56) структурная схема следящего гидромеханического привода с дроссельным регулированием показана на рис. 5.6, б.

Еще большие возможности управления техническими объектами обеспечивают гидроприводы с устройствами, преобразующими электрические сигналы в перемещения золотников или клапанов, регулирующих потоки рабочих сред.

Такое преобразование сигналов можно выполнить без усиления или с усилением их мощности. В первом случае применяют электромагниты с дискретным или непрерывным перемещением якоря, непосредственно соединенного с золотником или клапаном; во втором якорь электромеханического преобразователя (ЭМП) связан с элементом вспомогательной ступени гидравлического усиления сигналов управления. В современных управляющих устройствах вспомогательные ступени усиления сигналов часто применяют в сочетании с пропорциональными электромагнитами, развивающими силы или моменты

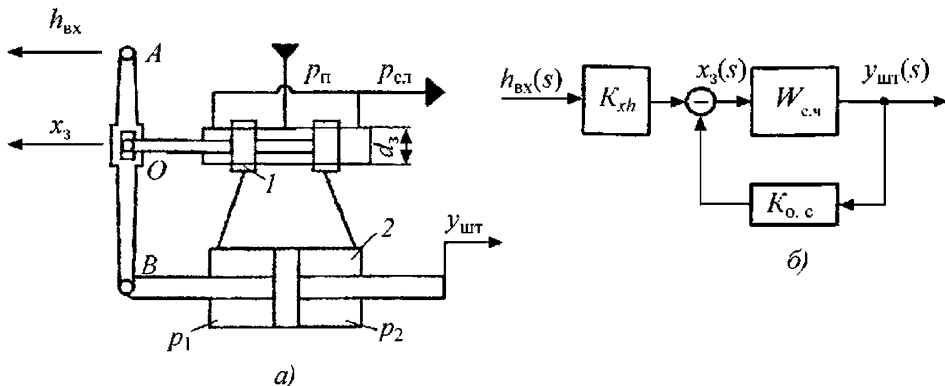


Рис. 5.6. Гидромеханический следящий привод с дроссельным регулированием (а) и его структурная схема (б)

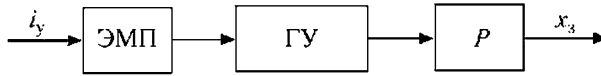


Рис. 5.7. Схема соединения элементов электрогидравлического усилителя

ты, значения которых изменяются пропорционально проходящему через катушки магнита электрическому току. Наличие вспомогательных ступеней усиления сигналов управления сближает математические модели так называемых пропорциональных аппаратов и аппаратов с серводействием, к которым относятся электрогидравлические усилители (ЭГУ). Эти усилители (рис. 5.7) состоят из ЭМП, одной или нескольких ступеней гидравлического усиления ГУ и распределителя P рабочей среды.

5.5. ИСТОЧНИК ЭНЕРГОПИТАНИЯ С АВТОМАТИЧЕСКИ РЕГУЛИРУЕМЫМ НАСОСОМ

Для уменьшения затрат энергии, которые могут быть значительными при использовании переливных клапанов, применяют источники энергопитания с автоматически регулируемые насосами (см. гл. 1 и 3). Общая схема такой автоматической системы регулирования дана на рис. 5.8, а. Насос 1 снабжен автоматическим регулятором 2, газогидравлическим аккумулятором 3 и предохранительным клапаном 4. Насос всасывает жидкость из бака 5. Устройства, относящиеся к электрогидравличе-

скому приводу, обведены на схеме штриховым контуром б.

В источник энергопитания входят также фильтр для очистки жидкости, датчики для контроля за уровнем и температурой рабочей жидкости в баке и другие вспомогательные устройства, не показанные на схеме, поскольку они не рассматриваются при составлении математической модели источника энергопитания. Характеристика регулируемого насоса дана на рис. 5.8, б.

Предположим, что чувствительный элемент регулятора (мембрана или поршень) является малоинерционным, поэтому приложенная к нему сила давления в любой момент времени уравновешена силой пружины. Изменение выходной величины (перемещение поршня или мембраны) условимся считать отрицательным, если оно вызвано увеличением регулируемого давления. При указанных условиях уравнение чувствительного элемента, записанное в малых отклонениях входной и выходной величин от своих установившихся значений, можно представить в виде

$$h'_p = -K_{hp} p'_n, \quad (5.57)$$

где h'_p — отклонение выходной величины чувствительного элемента регулятора; p'_n — откло-

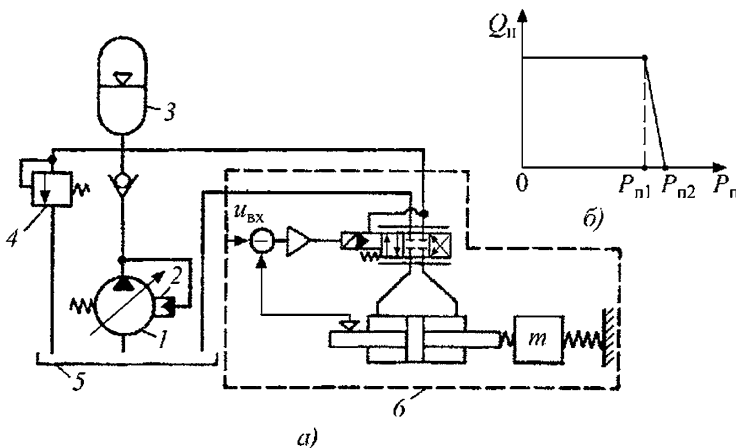


Рис. 5.8. Схема для математического моделирования источника энергопитания гидропривода с дроссельным регулированием

нение регулируемого давления (входной величины) от заданного значения; K_{hp} — коэффициент преобразования сигналов в чувствительном элементе.

Уравнение для исполнительного элемента регулятора, которым часто служит гидроцилиндр с одной рабочей камерой, не учитывая сжимаемость жидкости в этой камере, запишем в виде

$$T_c^2 \frac{d^2 y'_c}{dt^2} + 2\zeta_c T_c \frac{dy'_c}{dt} + y'_c = K_{yx} x'_p, \quad (5.58)$$

где T_c и ζ_c — постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования исполнительного элемента (серводвигателя) регулятора; y'_c — выходная величина исполнительного элемента (серводвигателя) регулятора; x'_p — выходная величина усилителя регулятора (золотниковое устройство); K_{yx} — коэффициент преобразования сигналов усилителя в выходную величину исполнительного элемента.

Для обеспечения устойчивости рассматриваемой системы автоматического регулирования и возможности изменения ее статической характеристики (рис. 5.8, б) обычно применяют обратную связь от исполнительного элемента к усилителю. Одной из самых простых обратных связей может быть так называемая «жесткая обратная связь», с учетом которой имеем

$$x'_p = h'_p - K_{o.c} y'_c, \quad (5.59)$$

где $K_{o.c}$ — коэффициент обратной связи.

В малых отклонениях изменение подачи Q'_n регулируемого насоса пропорционально y'_c , поэтому

$$Q'_n = K_{Qy} y'_c, \quad (5.60)$$

где K_{Qy} — коэффициент преобразования перемещения исполнительного элемента, соединенного с регулирующим органом (например, шайбой аксиально-плунжерного насоса), в подачу насоса.

Уравнение расходов в напорном трубопроводе (гидролинии) насоса при описании происходящих в нем гидродинамических процессов в сосредоточенных параметрах составим с учетом газогидравлического аккумулятора, часто применяемого в источниках энергопитания в целях улучшения стабилизации давления. Уравнение представим в виде

$$Q'_n = Q'_a + \frac{V_n}{B_{ж}} \frac{dp'_n}{dt} + Q'_{г.п}, \quad (5.61)$$

где Q'_a — отклонение расхода жидкости, поступающей в газогидравлический аккумулятор; V_n , $B_{ж}$ и p'_n — соответственно объем напорного трубопровода, модуль объемной упругости жидкости и отклонение давления в напорном трубопроводе; $Q'_{г.п}$ — отклонение расхода жидкости, поступающей в гидропривод или в несколько гидроприводов, если все они подключены к общему источнику энергопитания.

При малых изменениях давления величина Q'_a определяется линеаризованным уравнением

$$Q'_a = \frac{V_a}{k p_a} \frac{dp'_a}{dt}, \quad (5.62)$$

где V_a и p_a — объем и давление газа в газогидравлическом аккумуляторе при заданном значении давления в напорной гидролинии; $k = c_p / c_v = 1,2 \dots 1,4$.

Уравнения (5.57)–(5.62) описывают динамическое состояние источника энергопитания с автоматически регулируемым насосом, частота вращения вала которого постоянна. Если в процессе регулирования частота вращения вала изменяется, то к полученным уравнениям необходимо добавить уравнение движения вала двигателя насоса.

При расчетах динамических характеристик рассмотренной системы автоматического регулирования входное воздействие $Q'_{г.п}$ может быть задано как функция от времени в предположении, что гидропривод заменен устройством (клапаном), которое создает требуемое изменение расхода $Q'_{г.п}$. Если необходимо исследовать динамику всей системы, состоящей из автоматически регулируемого источника энергопитания и одного или нескольких гидроприводов, то к уравнениям (5.57)–(5.62) необходимо добавить уравнения, описывающие процессы в гидроприводах. В этом случае входные воздействия на систему могут быть приложены в различных местах в зависимости от выбранных для исследования режимов работы системы.

При использовании в насосе регулятора прямого действия его математическая модель может быть получена из уравнений (5.57), (5.58). Достаточно из указанных уравнений оставить только последнее, заменив в нем y'_c на

h'_p и подставив в правую часть $x'_p = -K_{hp}p'_n$. Соответственно потребуется изменить значения постоянной времени и коэффициента относительного демпфирования, которые теперь будут характеризовать динамические свойства регулятора прямого действия, непосредственно связанного с регулирующим органом насоса (с шайбой).

В результате перечисленных операций уравнение регулятора прямого действия примет вид

$$T_p^2 \frac{d^2 h'_p}{dt^2} + 2\zeta_p T_p \frac{dh'_p}{dt} + h'_p = -K_{hp} p'_n, \quad (5.63)$$

где T_p , ζ_p и K_{hp} — постоянная времени, коэффициент относительного демпфирования и коэффициент преобразования сигналов регулятора прямого действия.

Уравнение (5.60) также следует записать с учетом того, что регулятор прямого действия не имеет исполнительного элемента, поэтому

$$Q'_n = K_{Qh} h'_p, \quad (5.64)$$

где K_{Qh} — коэффициент преобразования перемещения выходного звена регулятора прямого действия в подачу насоса.

Уравнения (5.61) и (5.62), очевидно, не требуется корректировать, так как они относятся к той части системы, которая не изменяется при использовании регулятора прямого действия. Необходимость в другой математической модели этой части может возникнуть независимо от типа регулятора, если вследствие большой протяженности гидрوليний происходящие в них нестационарные процессы должны рассматриваться в распределенных по пространственным координатам параметрах.

5.6. УСТОЙЧИВОСТЬ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

Проведем анализ устойчивости следящего гидромеханического привода с дроссельным регулированием, структурная схема которого дана на рис. 5.6, б. Передаточную функцию замкнутого контура привода представим в виде

$$\Phi_{yh}(s) = \frac{Y_{шт}(s)}{h_{нх}(s)} = \frac{W_{с.ч}(s) K_{xh}}{1 + K_{о.с} W_{с.ч}(s)}. \quad (5.65)$$

Из передаточной функции (5.65) находим

$$[1 + K_{о.с} W_{с.ч}(s)] Y_{шт}(s) = W_{с.ч}(s) K_{xh} h_{нх}(s); \quad (5.66)$$

$$1 + K_{о.с} W_{с.ч}(s) = 0. \quad (5.67)$$

Уравнение (5.67) следует из того, что однородному дифференциальному уравнению соответствует левая часть уравнения (5.66), поэтому характеристическое уравнение можно получить, приравняв к нулю знаменатель передаточной функции (5.65).

Передаточную функцию $W_{с.ч}(s)$ определим, используя структурную схему, представленную на рис. 5.2,

$$W_{с.ч}(s) = \frac{1}{T_r s (T_u^2 s^2 + 2\zeta_u T_u s + 1) + K_n}. \quad (5.68)$$

После подстановки формулы (5.68) в уравнение (5.67) будем иметь

$$T_r T_u^2 s^3 + 2\zeta_u T_r T_u s^2 + T_r s + K_n + K_{о.с} = 0. \quad (5.69)$$

Уравнение (5.69) является характеристическим уравнением исследуемого следящего гидромеханического привода. Все коэффициенты уравнения — положительные числа, согласно критерию Гурвица привод будет устойчив, если [5.2]:

$$2\zeta_u T_r > (K_n + K_{о.с}) T_u. \quad (5.70)$$

У большинства реальных гидроприводов значение K_n мало по сравнению с $K_{о.с}$, поэтому, пренебрегая K_n и применяя формулы (5.26–5.30), условие устойчивости (5.70) представим в параметрах привода:

$$\left(k_{тр} + \frac{2K_{Qp} m E_u}{V_0} \right) > m D_r. \quad (5.71)$$

В это неравенство входит важная для оценки динамических свойств гидропривода величина, называемая *добротностью гидропривода*

$$D_r = \frac{K_{о.с} K_{Qx}}{S_n}. \quad (5.72)$$

Добротность характеризует быстрдействие гидропривода.

Неравенство (5.71) показывает, что устойчивость гидропривода в значительной мере зависит от значений коэффициентов

$k_{тр}$ и K_{Qp} . Если в нагрузке на выходное звено отсутствует трение ($k_{тр} = 0$), то гидропривод может быть устойчив только при $K_{Qp} > 0$. В то же время формула (5.20) показывает, что с приближением к равновесному состоянию ($x_3 \rightarrow 0$) значение этого коэффициента стремится к нулю, если в золотнике нет утечек жидкости по зазорам (идеальный золотник).

Кроме того, условие (5.71) ограничивает значение добротности D_f гидропривода, а следовательно, и его быстродействие.

При наличии в структурной схеме нескольких динамических звеньев возрастает степень характеристического уравнения, что может усложнить получение обзримых данных о влиянии вида и параметров звеньев на устойчивость системы с помощью критерия Гурвица. В таких случаях целесообразнее применить частотный критерий, который предложил в 1932 г. Г. Найквист. Физический смысл критерия состоит в следующем.

Когда линейная система с отрицательной обратной связью находится на границе устойчивости, в ней чаще всего возникают колебания, которые будут незатухающими, пока гармонический сигнал I (рис. 5.9) после узла суммирования равен по амплитуде сигналу перед узлом суммирования и смещен от него по фазе на -180° . Это смещение по фазе обусловлено тем, что обратная связь является отрицательной (в узле знак «минус»). Отставание по фазе сигнала 2 от сигнала 1 могут создать звенья, динамические свойства которых описывает передаточная функция $W(s)$.

Таким образом, замкнутая отрицательной обратной связью система будет находиться на границе устойчивости, если при прохо-

ждении гармонического сигнала по ее разомкнутому контуру (место размыкания контура показано на рис. 5.9 двумя штриховыми линиями перед узлом суммирования) смещение по фазе составит -180° при отношении амплитуд $a_2/a_1 = 1$.

Для устойчивости системы (колебания затухают) при смещении по фазе -180° отношение амплитуд a_2/a_1 должно быть < 1 .

Математической основой критерия Найквиста служит известный из теории функций комплексного переменного принцип аргумента, согласно которому у многочлена

$$D_s = a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0$$

все нули будут расположены на комплексной плоскости слева от мнимой оси, если приращения аргумента функции, полученной после подстановки $s = j\omega$ в многочлен, составит

$$\Delta \arg D(j\omega) = \pi \frac{n}{2} \quad (5.73)$$

при изменении ω от 0 до $+\infty$.

Как уже было сказано ранее, для устойчивости системы необходимо, чтобы вещественные части корней ее характеристического уравнения были отрицательными числами, т.е. корни располагались на комплексной плоскости слева от мнимой оси. Характеристическое уравнение можно найти, приравняв нулю знаменатель передаточной функции замкнутой системы. Для замкнутой системы, показанной на рис. 5.9, передаточная функция имеет вид

$$\Phi(s) = \frac{W(s)}{1 + W(s)}$$

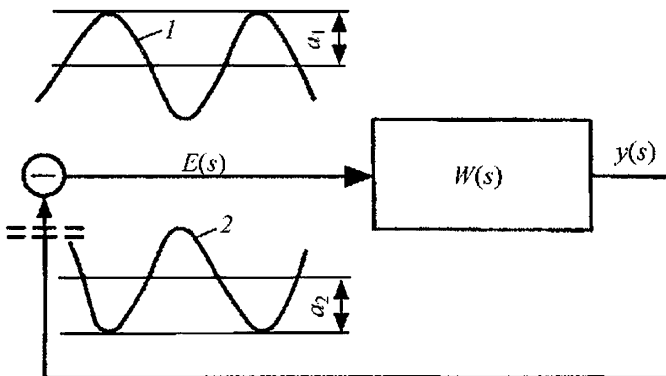


Рис. 5.9. К частотному методу проверки устойчивости управляемых систем

Знаменатель $\Phi(s)$ содержит передаточную функцию разомкнутой системы

$$W(s) = \frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{M_p(s)}{D_p(s)}.$$

Поэтому

$$1 + W(s) = 1 + \frac{M_p(s)}{D_p(s)} = \frac{D_p(s) + M_p(s)}{D_p(s)}. \quad (5.74)$$

В соотношениях (5.74) числитель $D_p(s) + M_p(s)$ и знаменатель $D_p(s)$ являются левыми частями характеристических уравнений замкнутой системы и ее разомкнутого контура соответственно. У реальных систем степень полинома $M_p(s)$ равна или меньше степени полинома $D_p(s)$, которую примем равной n , поэтому степень полинома $D_p(s) + M_p(s)$ также будет равна n .

В этом случае замкнутая система с неустойчивым разомкнутым контуром будет устойчива, если приращение аргумента функции $1 + W(j\omega)$ при изменении ω от 0 до $+\infty$ составит

$$\Delta \arg [1 + W(j\omega)] = \frac{\pi}{2} [n - (n - k) + k] = \pi k, \quad (5.75)$$

где k — число корней характеристического уравнения разомкнутого контура системы, расположенных на комплексной плоскости справа от мнимой оси.

При устойчивом разомкнутом контуре системы $k = 0$ и формула (5.75) принимает вид

$$\Delta \arg [1 + W(j\omega)] = 0. \quad (5.76)$$

На комплексной плоскости $1 + W(j\omega)$ можно представить вектором, начало которого лежит в точке с координатами $-1; j0$, а конец обегает АФЧХ $W(j\omega)$ разомкнутого контура-системы (рис. 5.10). В соответствии с этим рисунком и условием (5.76) критерий Найквиста формулируется следующим образом: замкнутая система устойчива, если АФЧХ ее устойчивого разомкнутого контура при изменении ω от 0 до $+\infty$ не охватывает точку с координатами $-1; j0$.

Впоследствии на основе условия (5.75) формулировка критерия была расширена и дана в виде: замкнутая система устойчива, если АФЧХ ее неустойчивого разомкнутого контура при изменении ω от 0 до $+\infty$ проходит на ком-

плексной плоскости так, что приращение аргумента функции $1 + W(j\omega)$ равно πk , где k — число корней характеристического уравнения разомкнутой системы с положительной вещественной частью. Характеристическое уравнение разомкнутого контура системы с интегрирующим звеном имеет один нулевой корень. Такие разомкнутые контуры называют *нейтрально устойчивыми*. Доказано, что для проверки замкнутых систем с нейтрально устойчивыми разомкнутыми контурами также можно применить частотный критерий Найквиста.

Условия, которым должны удовлетворять АФЧХ разомкнутых контуров систем, чтобы замкнутые системы были устойчивы, достаточно просто перенести на логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики. Для примера обратимся к следящему гидромеханическому приводу с дроссельным регулированием, анализ устойчивости которого был выполнен с помощью критерия Гурвица.

Передаточная функция разомкнутого контура системы в данном случае (см. рис. 5.6, б) имеет вид

$$W(s) = K_{o.c} W_{c.v}(s) = \frac{K_{o.c}}{T_r s (T_u^2 s^2 + 2\zeta_u T_u s + 1)}. \quad (5.77)$$

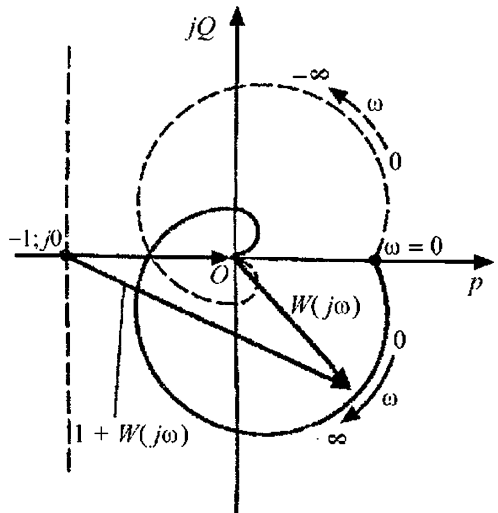


Рис. 5.10. Расположение АФЧХ разомкнутого контура системы на комплексной плоскости при проверке устойчивости замкнутой обратной связи системы

Из передаточной функции (5.77) следует, что разомкнутый контур состоит из последовательно включенных трех типовых звеньев: пропорционального с коэффициентом усиления, равным $K_{o.c}$; интегрирующего с постоянной времени T_I и колебательного (при $\zeta_{\omega} < 1$) с постоянной времени T_{ω} (рис. 5.11, а). Характеристическое уравнение разомкнутого контура системы определяет знаменатель передаточной функции (5.77), приравняв который к нулю, нетрудно найти корни: один нулевой и два комплексных с отрицательной вещественной частью. Следовательно, разомкнутая система является нейтрально устойчивой.

Подставив в формулу (5.77) $s = j\omega$, получим АФЧХ разомкнутого контура системы. Эта характеристика, построенная при $K_{o.c} = 1$, дана на рис. 5.11, б. Согласно критерию Найквиста, замкнутая система устойчива, так как точка с координатами $-1; j0$ не охвачена АФЧХ разомкнутого контура.

С увеличением коэффициента усиления $K_{o.c}$ АФЧХ будет приближаться к точке $(-1; j0)$ и при каком-то его значении пройдет через нее, а при дальнейшем увеличении $K_{o.c}$ будет ее охватывать. Замкнутая система станет неустойчивой. Возникновение неустойчивости

гидромеханического привода при увеличении $K_{o.c}$ соответствует неравенству (5.70), полученному с помощью критерия Гурвица, что вполне закономерно, так как исследование устойчивости выполнено по одинаковым математическим моделям привода.

Построим теперь ЛАХ и ЛФХ разомкнутого контура исследуемой системы, принимая $K_{o.c} = 1, T_I > T_{\omega}$ и $0 < \zeta_{\omega} < 1$.

Поскольку составляющие систему звенья соединены последовательно, просуммируем при одинаковых частотах ординаты ЛАХ и ЛФХ интегрирующего и колебательного звеньев. В результате получим характеристики, изображенные на рис. 5.11, в. Точкам 1 и 2 АФЧХ $W(j\omega)$ на рис. 5.11, б соответствуют точки на ЛАХ и ЛФХ (рис. 5.11, в), для которых частоты равны ω_1 и ω_2 . Сравнивая эти характеристики, нетрудно заметить, что на тех и других можно указать величины, от значения которых зависит, будет ли устойчива замкнутая система. Такими величинами являются $A_{\pi}, \varphi_{зап}$ и $L_{зап}$, причем $L_{зап} = 20 \lg(1/A_{\pi})$. Величину $\varphi_{зап}$ называют запасом по фазе, а величину $L_{зап}$ запасом по амплитуде. Когда АФЧХ проходит через точку с координатами $-1; j0$, значения $\varphi_{зап}$ и $L_{зап}$ обращаются в нуль.

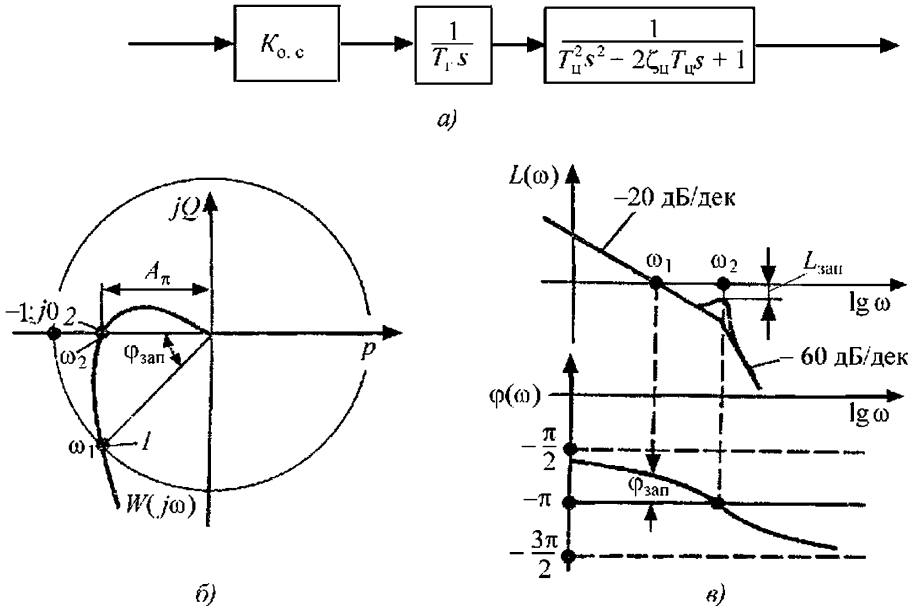


Рис. 5.11. Разомкнутый контур управления гидроприводом (а), его АФЧХ (б), ЛАХ и ЛФХ (в) при проверке устойчивости по критерию Найквиста

Многочисленные расчеты разнообразных линейных систем показали, что при излишне больших запасах по амплитуде и фазе системы имеют малое быстродействие, вследствие чего увеличивается продолжительность переходных процессов. При очень малых $\varphi_{\text{зап}}$ и $L_{\text{зап}}$ возрастает их колебательность.

Наиболее приемлемые по продолжительности, колебательности и максимальным отклонениям переменных при переходных процессах обеспечивают запасы по фазе, равные $30...40^\circ$ и запасы по амплитуде $6...8$ дБ.

Значения запасов по фазе и амплитуде можно изменить в определенных пределах увеличением или уменьшением коэффициента усиления разомкнутого контура системы (в рассмотренном следящем приводе коэффициентом $K_{o.c}$). При повышении $K_{o.c}$ логарифмическая амплитудная характеристика разомкнутого контура следящего привода смещается вверх на $20 \lg K_{o.c}$ (что равносильно перемещению на такую же величину оси частот вниз). Логарифмическая фазовая характеристика не изменяется. Вследствие такого смещения частота среза ω_{cp} , при которой ЛАХ пересекает ось частот, смещается вправо, что вызывает уменьшение $L_{\text{зап}}$ и $\varphi_{\text{зап}}$. Снижение $K_{o.c}$ позволяет увеличить $L_{\text{зап}}$ и $\varphi_{\text{зап}}$. Логарифмическая амплитудная характеристика показывает также, что на устойчивость системы существенно влияет коэффи-

циент относительного демпфирования, при уменьшении которого уменьшается $L_{\text{зап}}$.

Если изменить соотношение между постоянными времени так, что значение T_r станет меньше T_u , то частоты ω_1 и ω_2 поменяются местами и замкнутая система будет неустойчивой. Отмеченное влияние всех параметров следящего гидромеханического привода с дроссельным регулированием можно проследить и по неравенству (5.70).

АФЧХ разомкнутых контуров систем с более сложными структурными схемами могут иметь несколько точек пересечения с отрицательной частью действительной оси (рис. 5.12, а). Устойчивость таких систем проверяют по ЛАХ и ЛФХ (рис. 5.12, б) разомкнутых контуров, руководствуясь следующим правилом. Замкнутая система устойчива, если разность положительных и отрицательных переходов фазовой характеристики разомкнутого контура через прямую « $-\pi$ » = $k/2$ в диапазоне частот, при которых $L(\omega) > 0$. Здесь положительный переход означает пересечение фазовой характеристикой линии $(-\pi)$ снизу вверх, а отрицательный — сверху вниз. При неустойчивом разомкнутом контуре системы, для которого $k = 1$, чтобы выполнялось условие устойчивости замкнутой системы, фазовая характеристика сначала должна находиться между значениями $-\pi$ и $-3\pi/2$, а затем иметь один положительный переход при $L(\omega) > 0$. Тогда разность числа

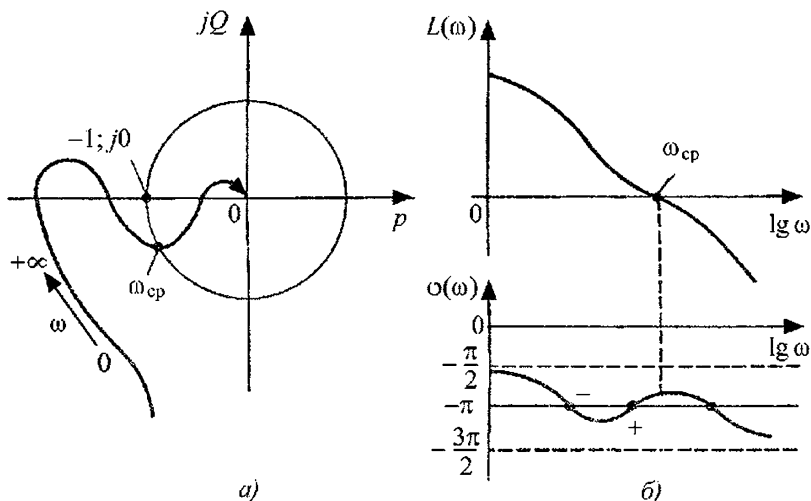


Рис. 5.12. Проверка устойчивости системы, когда разомкнутый контур имеет АФЧХ типа (а) с помощью разности положительных и отрицательных переходов ЛФХ (б)

переходов будет равна 1/2. Если будет обнаружена неустойчивость хотя бы одного внутреннего или основного контура, то ее необходимо устранить либо изменением параметров системы, либо включением корректирующих звеньев.

Аналогичный анализ устойчивости нетрудно выполнить для гидропривода с объемным регулированием. Для этого можно использовать структурную схему, изображенную на рис. 5.4.

Если математическая модель электрогидравлического привода показывает, что ЭГУ имеет частоту пропускания сигналов в 5 и более раз выше частоты пропускания сигналов силовой частью привода, то анализ устойчивости привода не будет сложнее рассмотренного выше.

5.7 ВЛИЯНИЕ ОСНОВНЫХ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ГИДРОПРИВОДОВ

Линейные математические модели гидроприводов позволяют достаточно просто и эффективно решать не только задачи устойчивости, но и ряд проблем управления роботами, самолетами, энергетическими установками и другими объектами. Однако, чтобы получить такие модели, приходится часть нелинейных функций произвольно заменять линейными.

К основным функциям, не линеаризуемым методом малых отклонений, относятся те, которые описывают закономерности истечения рабочих сред через дроссельные устройства и силы сухого или смешанного трения, действующие на элементы гидроприводов [5.3]. Для исследования влияния нелинейности этих функций на устойчивость приводов сравним приток энергии в следящий гидропривод с дроссельным регулированием и потери (диссипацию) механической энергии вследствие действия сил трения при колебаниях выходного звена. Колебания будем считать близкими к гармоническим, что допустимо, когда сила $P_{с.тр}(0)$ сухого трения в нагрузке на выходное звено по отношению к амплитуде a_p первой гармоники силы давления на поршень гидроцилиндра удовлетворяет неравенству

$$a_p \geq 2,5 P_{с.тр}(0).$$

Силу $P_{с.тр}$ сухого трения в этом случае определяет функция

$$P_{с.тр} = P_{с.тр}(0) \operatorname{sign}(v_{шт}), \quad (5.78)$$

где v — скорость штока (выходного звена) гидроцилиндра.

Примем, что шток жестко соединен с телом массой m и на него не действует позиционная нагрузка ($c_H = 0$). При указанных допущениях колебания штока можно приближенно описать соотношением

$$y_{шт} = a_y \sin(\omega_{0ц} t), \quad (5.79)$$

где $y_{шт}$ — перемещение штока (выходного звена) гидроцилиндра; a_y и $\omega_{0ц}$ — соответственно амплитуда и частота колебаний штока гидроцилиндра, причем последняя величина в предположении малого демпфирования поршня равна собственной частоте колебаний тела массой m .

Работу силы сухого трения за период $T_0 = 2\pi / \omega_{0ц}$ колебания штока найдем в виде

$$A_{с.тр} = 4 \int_0^{T_0/4} P_{с.тр}(0) a_y \omega_{0ц} \cos(\omega_{0ц} t) dt = 4 a_y P_{с.тр}(0). \quad (5.80)$$

Если вместо сухого действует вязкое трение, то работа сил вязкого трения также за период колебания штока составит

$$A_{в.тр} = \int_0^{T_0} k_{тр} \omega_{0ц}^2 a_y^2 \cos^2(\omega_{0ц} t) dt = \pi k_{тр} \omega_{0ц} a_y^2, \quad (5.81)$$

где $k_{тр}$ — коэффициент вязкого трения в соотношении, определяющем силу вязкого трения,

$$P_{в.тр} = k_{тр} \frac{dy_{шт}}{dt} = k_{тр} \omega_{0ц} a_y \cos(\omega_{0ц} t). \quad (5.82)$$

Приравняв $A_{с.тр}$ и $A_{в.тр}$ из формул (5.80) и (5.81), получим коэффициент гармонически линеаризованного сухого трения

$$\tilde{k}_{тр} = \frac{4 P_{с.тр}(0)}{\pi \omega_{0ц} a_y}. \quad (5.83)$$

Соотношение (5.83) позволяет вместо нелинейной функции (5.78) записать

$$\tilde{P}_{с.тр} = \tilde{k}_{тр} \frac{dy_{шт}}{dt}. \quad (5.84)$$

Здесь $\tilde{P}_{с.тр}$ — приближенное значение силы сухого трения, выраженной аналогично силе вязкого трения, но отличающейся тем, что коэффициент $k_{тр}$ зависит от амплитуды a_y и частоты $\omega_{0у}$. В случае следящего гидромеханического привода с дроссельным регулированием при наличии в нем автоколебаний примем $h_{вх} = 0$ (см. рис. 5.6, а, точка А неподвижная). Согласно уравнению (5.56),

$$x_3 = -K_{о.с} y_{шт}. \quad (5.85)$$

За полупериод, при котором $y_{шт} > 0$, через окна, открытые кромками золотника, протекает жидкость с расходом, который найдем по формуле (5.18) с учетом соотношений (5.79) и (5.85):

$$Q_3 = -k'_3 K_{о.с} a_y \sin(\omega_{0у} t) \sqrt{\frac{p_{пн} - p_{ссл} + p_{пн}}{2}}. \quad (5.86)$$

В отсутствие позиционной нагрузки на выходное звено ($p_{пн} = 0$ при $x_{30} = 0$) по формуле (5.19) получаем

$$K_{Qx} = k'_3 \sqrt{\frac{p_{пн} - p_{ссл}}{2}}.$$

С помощью этой формулы представим функцию (5.86) в виде

$$Q_3 = -K_{Qx} K_{о.с} a_y \sin(\omega_{0у} t) \sqrt{1 + \frac{p_{пн}}{p_{пн} - p_{ссл}}}. \quad (5.87)$$

Работа, которую может совершить жидкость за период колебания поршня гидроцилиндра, равна

$$A_{пн} = 2 \int_0^{T_0/2} Q_3 p_{пн} dt. \quad (5.88)$$

После подстановки под интеграл (5.88) функции (5.87) будем иметь

$$A_{пн} = 2 \int_0^{T_0/2} -K_{Qx} K_{о.с} a_y p_{пн} \sin(\omega_{0у} t) \sqrt{1 + \frac{p_{пн}}{p_{пн} - p_{ссл}}} dt. \quad (5.89)$$

Значения $p_{пн}$ зависят от действующей на выходное звено нагрузки. С учетом

принятого выше допущения о том, что основной нагрузкой является инерционная, найдем

$$p_{пн} = \frac{m}{S_{пн}} \frac{d^2 y_{шт}}{dt^2}. \quad (5.90)$$

При законе [см. формулу (5.79)] движения поршня гидроцилиндра соотношение (5.90) будет иметь вид

$$p_{пн} = -\frac{m a_y \omega_{0у}^2}{S_{пн}} \sin(\omega_{0у} t). \quad (5.91)$$

Подставив $p_{пн}$ из формулы (5.91) в интегральное выражение (5.89), приведем его к виду

$$A_{пн} = \frac{2 m K_{Qx} K_{о.с} a_y^2 \omega_{0у}^2}{S_{пн}} \times \int_0^{T_0/2} \sin^2(\omega_{0у} t) \sqrt{1 - \frac{m a_y \omega_{0у}^2 \sin(\omega_{0у} t)}{S_{пн} (p_{пн} - p_{ссл})}} dt. \quad (5.92)$$

При параметрах $\omega_{0у} = 1/T_{у}$, $D_r = (K_{Qx} K_{о.с}) / S_{пн}$ с помощью соотношения (5.27), получим

$$\frac{2 m K_{Qx} K_{о.с} a_y^2 \omega_{0у}^2}{S_{пн}} = 2 D_r a_y^2 c_{у}; \quad (5.93)$$

$$\frac{m a_y \omega_{0у}^2}{S_{пн} (p_{пн} - p_{ссл})} = \frac{a_y c_{у}}{S_{пн} (p_{пн} - p_{ссл})}. \quad (5.94)$$

Здесь

$$\frac{S_{пн} (p_{пн} - p_{ссл})}{c_{у}} = y_c \quad (5.95)$$

перемещение штока гидроцилиндра вследствие сжимаемости жидкости под действием силы полного торможения.

Введя переменную $\psi = \omega_{0у} t$ и используя соотношения (5.93)–(5.95), интеграл (5.92) приведем к виду

$$A_{пн} = \frac{2 D_r a_y^2 c_{у}}{\omega_{0у}} \int_0^{\pi} \sin^2 \psi \sqrt{1 - \frac{a_y}{y_c} \sin \psi} \cdot d\psi. \quad (5.96)$$

Приняв в линеаризованном уравнении (5.17) расходно-перепадной характеристики золотникового устройства $K_{Qp} = 0$, получим соотношение, описывающее изменение расхода Q_3 при малых отклонениях золотника от

среднего положения без учета разности давлений в полостях гидроцилиндра:

$$Q_3 = K_{Qx} x_3. \quad (5.97)$$

Работу $A_{п0}$, которую может совершить жидкость в гидроцилиндре при расходе, соответствующем соотношению (5.97), будет определять формула (5.89), если квадратный корень приравнять к 1. Выполнив затем такие же действия, как при выводе (5.96), получим

$$A_{п0} = \frac{\pi D_r a_r^2 c_u}{\omega_0 u}. \quad (5.98)$$

Отношение

$$\frac{A_{п1}}{A_{п0}} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin^2 \psi \sqrt{1 - \frac{a_y}{y_c} \sin \psi} \cdot d\psi \quad (5.99)$$

показывает, насколько работа, совершаемая жидкостью за период колебания поршня гидроцилиндра при нелинейной расходно-перепадной характеристике золотникового устройства, отличается от работы $A_{п0}$, вычисленной при использовании приближенной характеристики (5.97).

Обозначив $\alpha = a_y / y_c$, $\beta = A_{п1} / A_{п0}$, можно представить соотношение (5.99) в виде

$$\beta = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \sin^2 \psi \sqrt{1 - \alpha \sin \psi} \cdot d\psi. \quad (5.100)$$

М. Гийон в книге «Исследование и расчет гидравлических систем»¹ применил для анализа взаимного влияния нелинейности расходно-перепадной характеристики золотникового устройства и трения в нагрузке на выходное звено гидропривода графики, построенные в координатах $\alpha\beta$. В таких координатах зависимость безразмерной работы, совершаемой жидкостью, от относительной амплитуды колебаний определяет функция, график которой приведен на рис. 5.13 (кривая 1). График ограничен значением $\alpha = 1$ в связи с тем, что при $\alpha > 1$ под корнем в функции (5.100) можно получить отрицательную величину. Это указывает на изменение направления течения жидкости через окна, открытые кромками золотника, и на возможность возникновения кавитации. При

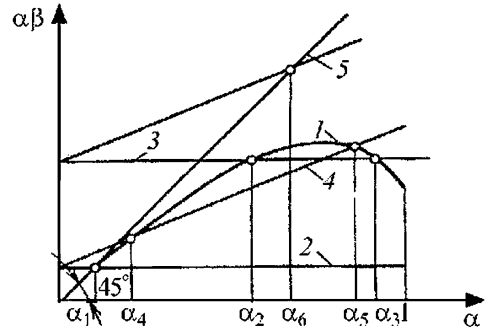


Рис. 5.13. Графики для исследования влияния нелинейных характеристик на устойчивость гидропривода с дроссельным регулированием

кавитации применявшиеся для определения функции (5.100) соотношения не выполняются.

На рис. 5.13 показаны прямые 2 и 3, соответствующие вычисляемой по формуле (5.80) работе сил сухого трения, отнесенной к работе $A_{п0}$, найденной по формуле (5.98). Точки пересечения кривой 1 с прямыми 2 и 3 определяют значения безразмерных амплитуд α_1 , α_2 и α_3 колебаний штока гидроцилиндра, при которых работа, совершаемая жидкостью, будет равна работе сил сухого трения. Колебания с амплитудами α_1 и α_2 при малейшем их изменении могут быть либо затухающими, либо расходящимися, поскольку слева от этих точек работа сил сухого трения превышает работу, совершаемую жидкостью, а справа работа жидкости больше работы сил сухого трения.

При колебаниях с амплитудой α_3 слева и справа от точки пересечения кривой 1 и прямой 3 соотношения между работой жидкости и сил сухого трения таковы, что при этой амплитуде колебания устойчивы, т.е. являются автоколебаниями. Если к работе сил сухого трения добавить относительную работу сил вязкого трения, вычисляемую по формулам (5.81) и (5.98), то на рис. 5.13 будем иметь прямую 4. Кривая 1 пересекает прямую 4 также в двух точках. Автоколебания теперь могут быть с амплитудой α_5 .

Без учета нелинейности расходно-перепадной характеристики золотникового устройства и при расчете расхода по соотношению (5.97) получим на рис. 5.13 прямую 5. До зна-

¹ М.: Машиностроение, 1964 (пер. с фр.).

чения $\alpha = 0,1$ кривая 1 и прямая 5 практически совпадают, что указывает на малое отличие математической модели гидропривода с линеаризованной характеристикой дроссельного устройства и гидропривода с близкой к реальной нелинейной расходно-перепадной характеристикой золотникового устройства. По соотношению работ сил трения и жидкости в окрестности точек пересечения прямых 2, 3 и 4 с прямой 5 можно заключить, что сами по себе силы сухого трения в нагрузке не могут быть причиной возникновения в гидроприводе автоколебаний.

В случае линеаризованной расходно-перепадной характеристики золотникового устройства и вязкого трения в нагрузке математическая модель гидропривода позволяет только выяснить, устойчив ли гидропривод (график работы сил вязкого трения расположен выше прямой 5) или нет (график работы сил вязкого трения находится ниже прямой 5).

Заметим, что рассмотренный выше анализ энергетического баланса при наличии в гидроприводе колебаний является приближенным, так как основан на предположении о значительном превышении инерционной нагрузки над другими видами нагрузки, действующими на выходное звено привода. В противном случае закон изменения разности p_n давлений в полостях гидроцилиндра может существенно отличаться от выражения (5.91), что вызовет изменение зависимости A_n от амплитуды колебаний штока гидроцилиндра.

Кроме того, при значительных силах сухого трения колебания поршня гидроцилиндра не будут близкими к гармоническим и могут даже носить характер периодических движений, описываемых разрывными функциями.

5.8. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОПРИВОДАХ

5.8.1. Показатели качества переходных процессов

Системы с гидроприводами в ходе эксплуатации подвергаются как управляющим, так и возмущающим воздействиям, в результате которых изменяется состояние систем во времени. В реальных условиях воздействия на систему чаще всего бывают случайными, вызывая в системе случайные, или стохастиче-

ские, процессы. Практически сведения о характеристиках случайных воздействий на системы с гидроприводами, как и на многие другие технические системы, обычно крайне ограничены, поэтому при исследованиях динамических свойств систем широко применяют так называемые детерминированные воздействия.

Типовыми детерминированными воздействиями являются: ступенчатое, импульсное и гармоническое. При последнем виде воздействия рассматривают поведение системы в частотной области сигналов, в которой достаточно эффективно можно решать задачи устойчивости систем, а также исследовать влияние различных факторов на динамические характеристики отдельных элементов и систем в целом.

В частотной области сигналов хорошо сочетаются рассчитанные по математическим моделям характеристики отдельных устройств исследуемой системы с экспериментальными характеристиками тех устройств, для которых по каким-либо причинам математические модели не могли быть составлены. Благодаря отмеченным достоинствам методы исследований и расчетов систем в частотной области сигналов широко используют на практике. Однако если при гармонических воздействиях сравнительно просто испытать отдельное устройство или какую-то часть системы, то натурные испытания систем, содержащих сложные объекты (энергетические установки, летательные аппараты, строительные-дорожные машины), не всегда осуществимы.

Вследствие этого наряду с частотными методами не менее широко применяют методы исследований и расчетов систем во временной области, определяя переходные процессы, которые вызваны в системах ступенчатыми или импульсными воздействиями. Первые из них проще воспроизвести в реальных условиях, что облегчает проверку адекватности рассчитанных и полученных в результате физических экспериментов переходных процессов. К тому же процессы при ступенчатом воздействии на систему дают достаточно наглядное представление о таких динамических свойствах систем, как быстродействие, колебательность и продолжительность процесса.

Если линейная математическая модель системы в необходимой мере отражает ди-

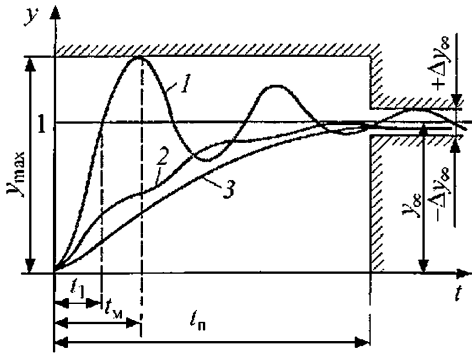


Рис. 5.14. Виды переходных процессов и показатели качества управления системами

намику реальной системы, то по переходным процессам при ступенчатых воздействиях можно вычислить переходные процессы при импульсных воздействиях, а также найти те и другие по частотным характеристикам системы.

При наличии в системе существенно нелинейных звеньев такой пересчет процессов будет приближенным и не исключает получения неверных результатов.

На рис. 5.14 изображены основные виды переходных процессов, вызванных ступенчатыми воздействиями на систему, математическая модель которой близка к линейной. Переходные процессы бывают колебательными (кривая 1), монотонными (кривая 2) и апериодическими (кривая 3).

В устойчивой системе, описываемой линейным дифференциальным уравнением, выходная величина y приближается к своему установившемуся значению y_{∞} при $t \rightarrow \infty$, поэтому продолжительность переходного процесса оценивают по значению времени t_n , при котором значения y отличаются от y_{∞} на $\pm \Delta y_{\infty}$. Эта величина определяет «канал» допустимых отклонений y , при которых процесс считается закончившимся.

Для колебательного процесса кроме t_n указывают время t_1 первого согласования изменяющегося значения y со своим установившимся значением y_{∞} . Чем меньше t_1 , тем выше быстродействие системы. Показателем колебательности процесса служит число периодов $T_{\text{пер}}$, находящихся в пределах времени t_n . Обычно считают, что это число не должно быть $>1,5 \dots 2,0$. Важной величиной, характеризующей колебательный процесс,

является максимальная динамическая ошибка (при $t = t_M$):

$$\Delta_{\max} = \frac{y_{\max} - y_{\infty}}{y_{\infty}} 100\%, \quad (5.101)$$

которая для большинства систем не должна превышать 25...30 %.

Время переходного процесса, размер «канала» допускаемых отклонений выходной величины и максимальная динамическая ошибка определяют границы области (отмечены на рис. 5.14 штриховкой), в которой должен располагаться график допускаемого для системы переходного процесса.

Монотонный и апериодический процессы оценивают по времени t_n . У одной и той же системы при разном выборе параметров, влияющих на вид переходного процесса, значение t_n получается больше при апериодическом или монотонном процессе, чем при колебательном. Поэтому наибольшее быстродействие достигается в системе с колебательным процессом. Если быстродействие не существенно, а необходимо обеспечить плавный переход системы из одного состояния в другое, то апериодический процесс будет лучше колебательного.

Для качественного управления объектом важны не только вид и показатели переходных процессов, но и точность, с которой при заданных входных воздействиях устанавливаются значения выходных величин. Точность управления системами с гидроприводами зависит от многих причин, в том числе от сил сухого трения, действующих на отдельные элементы приводов; утечек рабочих сред в управляющих устройствах и исполнительных двигателях; люфтов в механических соединениях; электромагнитного гистерезиса в электромеханических преобразователях сигналов и др.

Но даже при совершенном исполнении всех устройств гидропривода, практически исключающих все подобные факторы, точность управления во многом будет predetermined той структурой системы, которую можно описать линейной математической моделью. Чтобы пояснить такое утверждение, рассмотрим сначала применяемый в теории управления метод оценки ошибок при установившихся режимах систем. С этой целью воспользуемся передаточной функцией $W(s)$ прямой цепи, состоящей из управляющей и силовой частей, и передаточной функцией отрицательной обратной связи. С помощью указанных переда-

точных функций получим формулу для вычисления ошибки

$$E(s) = \frac{1}{1 + W(s)W_{o.c}(s)} U_{\text{вх}}(s). \quad (5.102)$$

$$U_{\text{вх}}(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ U_k & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad (5.103)$$

Если входное воздействие ступенчатое, то $U_{\text{вх}}(s) = 1/s$.

Изображение по Лапласу функции (5.103) найдем в виде

$$U_{\text{вх}}(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} U_{\text{вх}}(t) dt = \frac{e^{-st} U_k}{s} \Big|_0^{\infty} = \frac{U_k}{s}. \quad (5.104)$$

С учетом изображения (5.104) формулу (5.102) представим следующим образом:

$$E(s) = \frac{U_k}{s[1 + W(s)W_{o.c}(s)]}. \quad (5.105)$$

В соответствии со свойством преобразования Лапласа значение функции оригинала $f(t)$ при $t \rightarrow \infty$ можно вычислить по изображению $F(s)$ при $s \rightarrow 0$, используя равенство пределов

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s F(s). \quad (5.106)$$

Обозначив установившуюся ошибку $\delta_{\text{уст}}$ и применив формулы (5.105) и (5.106), найдем

$$\delta_{\text{уст}} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{U_k}{1 + W(s)W_{o.c}(s)}. \quad (5.107)$$

Следящие гидроприводы в большинстве случаев имеют отрицательные обратные связи по положению выходного звена. Для таких приводов примем, что

$$W_{o.c}(s) = K_{п.о.с.}$$

Кроме того, структурные схемы силовых частей приводов, как было показано в п. 5.3 и 5.4, могут содержать интегрирующее звено. Если для этих силовых частей значение коэффициента внутренней обратной связи (K_n или K_{n1}) пренебрежимо мало, а управляющая часть не содержит интегрирующих звеньев, то по формуле (5.107) найдем

$$\delta_{\text{уст}} = \frac{1}{K_V} \frac{dU_k}{dt}, \quad (5.108)$$

где K_V — коэффициент усиления всего разомкнутого контура, значение этого коэффи-

циента возрастает с увеличением добротности силовой части привода и коэффициента усиления управляющей части.

Из соотношения (5.108) следует, что при наличии в контуре привода интегрирующего звена $\delta_{\text{уст}} = 0$, когда $U_k = \text{const}$. При изменении U_k с постоянной скоростью, т.е. при $dU_k/dt = \text{const}$, движение выходного звена происходит с постоянной ошибкой по скорости. Такая ошибка будет тем меньше, чем больше значение коэффициента K_V . Последнее обстоятельство объясняет причину, по которой может потребоваться увеличение значения добротности привода. Кроме того, с повышением добротности привода обычно возрастает его быстродействие. Однако повышение добротности ограничено условием устойчивости, что, в частности, показывает неравенство (5.71).

Если коэффициент (K_n или K_{n1}) внутренней обратной связи у силовой части привода нельзя принять равным нулю, то передаточная функция разомкнутого контура привода при $s \rightarrow 0$ будет приближаться к апериодическому звену первого порядка, а не к интегрирующему звену. В этом случае установившаяся ошибка определяется соотношением

$$\delta_{\text{уст}} = \frac{U_k}{K}, \quad (5.109)$$

где K — коэффициент усиления всего разомкнутого контура привода, не содержащего интегрирующее звено.

В соответствии с формулой (5.109) для уменьшения установившейся ошибки в конце переходного процесса, вызванного ступенчатым воздействием, необходимо увеличивать коэффициент усиления разомкнутого контура. Однако, как и в предыдущем случае, повышение коэффициента усиления свыше определенного значения нарушает условие устойчивости привода.

5.8.2. Выбор параметров и расчет переходных процессов

При проектировании систем с гидроприводами необходимо выполнять противоречащие друг другу условия, по которым для обеспечения высокого быстродействия и малых установившихся ошибок следует увеличивать коэффициент усиления разомкнутого контура привода, а для сохранения устойчивости системы — не превышать допустимых для этого коэффициента значений.

Параметры привода, удовлетворяющие указаным условиям, предварительно можно выбрать с помощью ЛАХ и ЛФХ разомкнутого контура так, чтобы обеспечивались рекомендуемые запасы по фазе и амплитуде (см. п. 5.6).

В современных методах теории управления для расчета на ЭВМ переходных процессов применяют различные программы. Одни из таких программ основаны на математических моделях, представленных в виде уравнений вход–выход, другие — на математических моделях, описывающих рассматриваемые системы в переменных состояния. Программы первого вида обычно предусматривают использование структурных схем как линейных, так и нелинейных систем, причем в обоих случаях все переменные являются функциями от времени, а не их изображениями по Лапласу. В связи с этим величина s , которая в передаточных функциях звеньев таких структурных схем уже не является переменной в преобразовании Лапласа, должна рассматриваться как оператор дифференцирования $s = d/dt$ (см. п. 5.1).

Очень важно также иметь в виду, что при расчете по линейным математическим моделям входные воздействия не должны превышать тех значений, при которых какая-либо из переменных может быть реально осуществима в данной системе. Это условие необходимо учитывать особенно тогда, когда при расчете используются размерные значения переменных. В случае применения безразмерных переменных и правильном выборе базовых величин при нормировании уравнений данное условие автоматически выполняется.

Для примера перейдем к безразмерным переменным в математической модели электро-

гидравлического следящего привода (ЭГСП), структурную схему которого получим, объединив структурные схемы силовой части гидропривода с дроссельным регулированием и электрогидравлического усилителя. В результате будем иметь структурную схему, изображенную на рис. 5.15, где K_{yc} — коэффициент электронного усилителя входных (управляющих) сигналов $U_{вх}$; $y_{шт}$ — перемещение штока гидроцилиндра.

Остальные параметры представлены следующими двумя группами.

1. Коэффициенты преобразования сигналов и коэффициентов обратных связей:

$$K_{iu} = 1/R_y; \quad K_{\phi i} = K_{Mi} / K_{M\phi};$$

$$K_{x\phi} = l S_3 K_{Qh} / K_{(Qp)y} (2c_{г.д} + c_{o.c});$$

$$K_{\phi p_y} = l S_c / K_{M\phi}; \quad K_{p_x} = (2c_{г.д} + c_{o.c}) / S_3;$$

$$K_{o.c1} = c_{o.c} c'_{o.c} / K_{M\phi}; \quad K_{п.о.с} = u_{o.c} / y_{шт}.$$

2. Постоянные времени и коэффициенты относительного демпфирования:

$$T_y = L_y / R_y; \quad T_\pi = \sqrt{J_\pi / K_{M\phi}};$$

$$T_{\Gamma y} = S_3^2 / K_{(Qp)y} (2c_{г.д} + c_{o.c}); \quad T_\Gamma = S_{п} / K_{Qx};$$

$$T_u = \sqrt{m V_0 / 2 S_{п}^2 E_u}; \quad \zeta_\pi = k_{д.я} / 2 \sqrt{J_\pi K_{M\phi}};$$

$$\zeta_u = (0,5 k_{тр} V_0 + K_{Qp} m E_u) / \sqrt{2 m V_0 S_{п}^2 E_u}.$$

В данном случае параметры определены применительно к ЭГСП, имеющему ЭГУ с механической обратной связью от золотника к заслонке гидроусилителя (ГУ) типа сопло-заслонка [5.2].

Здесь L_y и R_y — соответственно индуктивное и омическое сопротивления обмотки управления ЭМП; J_π и $k_{д.я}$ — соответственно момент инерции и коэффициент относитель-

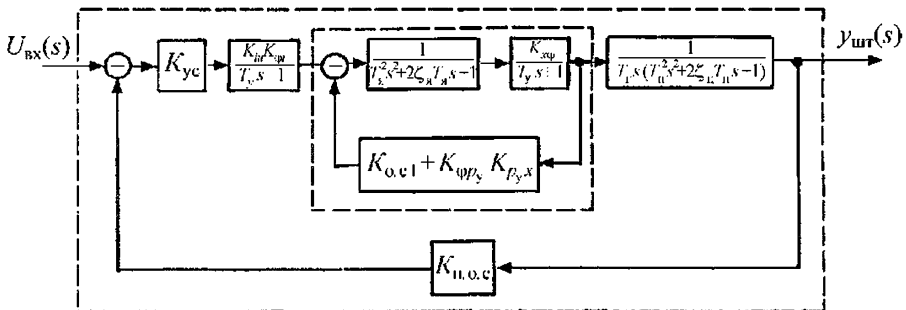


Рис. 5.15. Структурная схема электрогидравлического следящего привода

ного демпфирования якоря ЭМП; K_{Mi} и $K_{M\phi}$ — коэффициенты моментной характеристики ЭМП; S_c и S_3 — площади проходного сечения сопла и торца золотника; $c_{г.д}$ — жесткость «гидродинамической пружины», действующей на золотник вследствие обтекания его кромок жидкостью; $c_{о.с}$ — жесткость упругого стержня механической обратной связи в ЭГУ, $c_{о.с} = 3 E_{ст} J_{ст} / l_{ст}^3$, где $E_{ст}$ — модуль упругости стали, из которой изготовлен стержень; $J_{ст}$ и $l_{ст}$ — соответственно момент инерции сечения и длина стержня; l и $l_{о.с}$ — соответственно расстояния от мгновенного центра поворота заслонки до оси сопл и до точки касания поверхности золотника концом стержня; $u_{о.с}$ — напряжение на выходе датчика обратной связи ЭГСП.

Нижние индексы у коэффициентов преобразования указывают на две переменные, первая из которых является в рассматриваемом процессе как бы выходным сигналом, а вторая входным.

Индексы у постоянных времени и коэффициентов относительного демпфирования связаны с названием элемента, к которому они относятся: «у» — обмотка управления; «я» — якорь ЭМП; «ГУ» — гидроусилитель; «Г» — гидропривод; «ц» — цилиндр ЭГСП.

Безразмерные переменные обозначены чертой сверху, а базовые величины — звездочкой. При этом размерные и безразмерные переменные будут связаны соотношениями:

$$\begin{aligned} u_{вх} &= u_{вх}^* \bar{u}_{вх}; \quad u_c = u_c^* \bar{u}_c; \quad \varphi_{я1} = \varphi_{я1}^* \bar{\varphi}_{я1}; \\ \varphi_{я} &= \varphi_{я}^* \bar{\varphi}_{я}; \quad x_3 = x_3^* \bar{x}_3; \quad y_{шт} = y_{шт}^* \bar{y}_{шт}; \\ \varphi_{я1}^* &= K_{\phi i} i_y^*. \end{aligned}$$

Чтобы после перехода к безразмерным величинам не произошло искусственного изменения коэффициента усиления разомкнутого контура системы, значения базовых величин необходимо согласовать между собой. Для этого за основную базовую величину примем перемещение золотника $x_3^* = x_{3 \max}$.

Тогда

$$\begin{aligned} u_{вх}^* &= u_c^* = \frac{i_y^*}{K_{yc} K_{iu}}; \\ i_y^* &= \frac{\varphi_{я1}^*}{K_{\phi i}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_{шт}^* &= \frac{u_{вх}^*}{K_{п.о.с}}; \\ \varphi_{я1} &= \frac{1 + K_{x\phi}(K_{о.с1} + K_{\phi p_y} K_{p_{yx}})}{K_{x\phi}} x_3^*; \\ \varphi_{я}^* &= \frac{x_3^*}{K_{x\phi}}. \end{aligned}$$

В безразмерных переменных математическое описание отдельных участков структурной схемы можно представить следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \bar{\varphi}_{я1} &= \frac{K_{yc} K_{iu} K_{\phi i} K_1}{T_y s + 1} \bar{u}_c; \\ \bar{\varphi}_{я} &= \frac{1}{T_{я}^2 s^2 + 2\zeta_{я} T_{я} s + 1} \bar{\varphi}_{я1}; \\ \bar{x}_3 &= \frac{K_{x\phi} K_2}{T_{ГУ} s + 1} \bar{\varphi}_{я}; \\ \bar{y}_{шт} &= \frac{1}{T_u^2 s^2 + 2\zeta_u T_u s + 1} \bar{y}_1; \\ \bar{y}_1 &= \frac{K_4}{T_{Г} s} \bar{x}_3; \\ \bar{u}_c &= \bar{u}_{вх} - K_{п.о.с} K_5 \bar{y}_{шт}; \\ \bar{\varphi}_c &= K_6 \bar{\varphi}_{я1} - (K_{о.с1} + K_{\phi p_y} K_{p_{yx}}) K_3 \bar{x}_3. \end{aligned}$$

В эти уравнения входят дополнительные коэффициенты, обеспечивающие согласование базовых величин и имеющие следующие значения:

$$\begin{aligned} K_1 &= u_{вх}^* / \varphi_{я1}^*; \quad K_2 = \varphi_{я}^* / x_3^*; \quad K_3 = x_3^* / \varphi_{я}^*; \\ K_4 &= x_3^* / y^*; \quad K_5 = y^* / u_{вх}^*; \quad K_6 = \varphi_{я1}^* / \varphi_{я}^*. \end{aligned}$$

При расчете переходного процесса, вызванного ступенчатым воздействием, по математической модели привода с безразмерными переменными значение $u_{вх}$ можно принять единичным ступенчатым. В теории управления такое воздействие (единичный скачок) обозначают функцией $1(t)$. Однако в данном случае

$$\bar{u}_{вх} = 1(t)$$

вызовет безразмерное перемещение золотника $\bar{x}_3 = 1$, что соответствует $x_{3 \max}$. Если переходный процесс будет колебательным, то в какие-то моменты времени получатся значения $x_3 > 1$, что может противоречить условию применимости линейной модели привода. Поэтому с запасом на максимальную динамическую

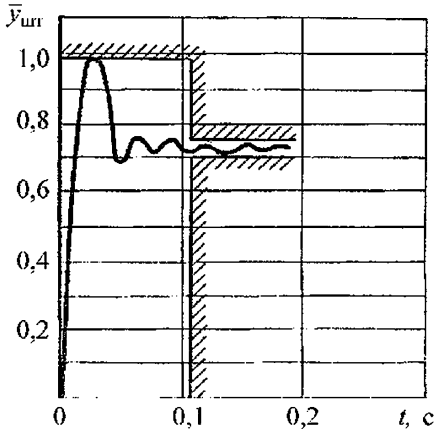


Рис. 5.16. Переходный процесс, вызванный в электрогидравлическом следящем приводе ступенчатым изменением (скачком) сигнала управления

ошибку при переходном процессе правильнее принять $\bar{u}_{\text{вх}} = 0,65 \dots 0,75$.

На рис. 5.16 показан график переходного процесса, рассчитанный для электрогидравлического следящего привода по модели с безразмерными переменными (на рис. 5.15 дана структурная схема модели, на схеме штриховой линией очерчены звенья, для которых использованы перечисленные выше безразмерные переменные). Чтобы получить размерные значения входной и выходной величин, их безразмерные значения следует умножить на базовые величины.

Если для расчета переходного процесса предполагается применить типовые программы для решения дифференциальных уравнений, то рассмотренную математическую мо-

дель (при $s \equiv d/dt$) можно привести к системе уравнений, записанных в форме Коши. Аналогично составляют в безразмерном виде нелинейные математические модели систем с гидроприводами.

Переходные процессы, полученные для одной и той же системы с разными значениями отдельных параметров, а также для различающихся по конструктивному исполнению систем, сравнивают либо по указанным в начале данного параграфа показателям (Δ_T , t_n , $\delta_{\text{уст}}$), либо с помощью интегральных оценок. Достаточно распространена оценка в виде интеграла

$$I = \int_0^{t_k} |\Delta_T| t dt,$$

где Δ_T — модуль текущей динамической ошибки, для системы с приводом $\Delta_T = y - y_k$ (здесь y_k — установившееся значение координаты выходного звена в отсутствие установившейся ошибки $y_k = y_\infty$); t_k — верхний предел, выбранный так, чтобы интеграл имел близкое к постоянному значение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 5.1. **Методы** теории автоматического управления: цикл учебников и учебных пособий / под общ. ред. К.А. Пупкова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 2002.
- 5.2. **Попов Д.Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
- 5.3. **Попов Д.Н.** Механика гидро- и пневмоприводов: учебник. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.

Глава 6

КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

6.1. ДИНАМИКА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ГИДРОПРИВОДА, УПРАВЛЯЮЩЕГО ИНЕРЦИОННЫМ ОБЪЕКТОМ

Типовыми представителями таких приводов являются рулевые приводы, отклоняющие массивные сопла ракет-носителей; массивные механические системы манипуляторов; рулевые поверхности самолетов больших размеров; системы подвижности испытательных стендов; приводы тяжелых металлорежущих станков и другие приводы систем (подвижности), в которых приходится точно перемещать массивные рабочие органы машин.

На рис. 6.1 в качестве примера показана схема электрогидравлического рулевого привода (ЭГРП), управляющего положением массивного объекта с учетом упругости узлов крепления привода на управляемом объекте. Опыт разработки и эксплуатации гидроприводов, управляющих положением массивных объектов, показывает, что такие электрогидравлические приводы обладают малым собственным демпфированием. Диссипативными факторами в подобных системах являются трение в подшипниках и конструкционное трение. При формировании расчетной схемы конструкция схемы представляется в виде упругомассовой

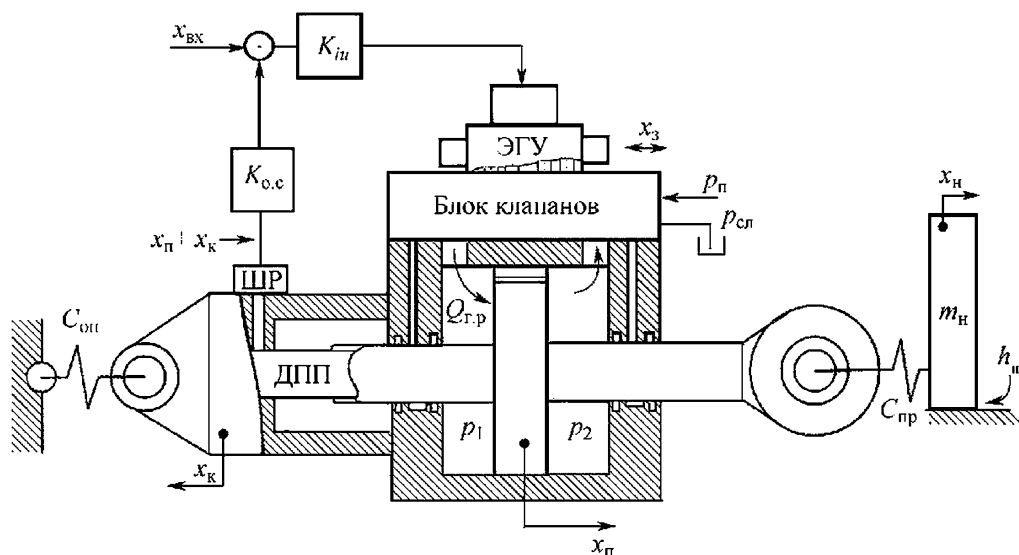


Рис. 6.1. Упрощенная схема ЭГРП с учетом жесткости узла крепления корпуса привода на самолете ($C_{он}$) и жесткости конструкции связи поршня гидроцилиндра с центром масс инерционного объекта — рулевой поверхности ($C_{пр}$):

m_H — приведенная масса инерционного объекта; K_{iu} — коэффициент усиления электронного усилителя; x_K — перемещение корпуса привода; $x_п$ — перемещение поршня; x_H — перемещение центра масс; ДПП — датчик поступательных перемещений поршня; $Q_{г.р}$ — расход жидкости на выходе ЭГУ; p_1, p_2 — давление в полостях гидроцилиндра; h_H — коэффициент вязкого трения; $x_з$ — перемещение золотника гидрораспределителя

системы с эквивалентной жесткостью опоры $C_{оп}$, на которую крепится привод, и эквивалентной жесткостью конструкции, связывающей поршень с объектом управления, — $C_{пр}$.

Общие структурные свойства указанных выше приводов характеризуются следующими особенностями:

- относительно низкой собственной частотой выходной части привода ω_0 ;
- декрементом затухания выходной части привода, составляющим $d = 0,05...0,2$;
- высоким быстродействием предварительных каскадов усиления.

Практика показывает, что удовлетворительная степень устойчивости этих приводов без дополнительных устройств коррекции может быть достигнута только при сравнительно низких значениях добротности позиционного контура K_d . Однако последняя определяет такие важные показатели привода, как быстродействие, динамическая точность и жесткость. Поэтому естественно стремление разработчика системы управления сделать привод с добротностью, достаточно высокой для реализации высококачественного управления.

В основе приближенного математического описания динамики электрогидравлического привода, управляющего положением инерционного объекта, лежат уравнения баланса потоков рабочей жидкости в системе гидрораспределителя и гидроцилиндре, а также уравнения движения механической системы поршня с инерционным объектом. В общем случае составляющие потоков рабочей жидкости через гидрораспределитель в первую полость гидроцилиндра — $Q_{г.р1}$ и из гидроцилиндра в магистраль слива — $Q_{г.р2}$ могут быть выражены следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} Q_{г.р1} &= G_{г1}(x_3) \sqrt{|p_n - p_1|} \cdot \text{sign}(p_n - p_1); \\ Q_{г.р2} &= G_{г2}(x_3) \sqrt{|p_2 - p_{сл}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{сл}). \end{aligned} \right\} (6.1)$$

В этих выражениях функции $G_i(x_3)$, $G_{гi}(x_3)$ — зависимости проводимостей наливного и сливного окон гидрораспределителя от смещений золотника гидрораспределителя x_3 ; p_n , $p_{сл}$ — давление подачи и слива; p_1 , p_2 — давление в полостях гидроцилиндра.

Функции, описывающие расходы рабочей жидкости через гидрораспределитель в области малых воздействий x_3 и отклонений давления p_1 , p_2 от своих установившихся

значений при нейтральном положении золотника гидрораспределителя, в линейном приближении функции (6.1) представляются в виде

$$\left. \begin{aligned} Q_{г.р1}(x_3, p_1) &\approx k_{Qx} x_3 - k_{Qp} p_1; \\ Q_{г.р2}(x_3, p_2) &\approx k_{Qx} x_3 + k_{Qp} p_2, \end{aligned} \right\} (6.2)$$

где k_{Qx} — коэффициент усиления гидрораспределителя по расходу рабочей жидкости; k_{Qp} — коэффициент наклона механической характеристики гидрораспределителя.

Уравнения баланса потоков рабочей жидкости в системе гидрораспределитель—гидроцилиндр имеют следующий вид:

$$Q_{г.р1} = Q_v + Q_{сж1} + Q_{ут}; \quad Q_{г.р2} = Q_v - Q_{сж2} + Q_{ут}, \quad (6.3)$$

где Q_v — расход, соответствующий скорости движения поршня относительно гидроцилиндра; $Q_{сж1,2}$ — расход, соответствующий компенсации процессов сжатия или расширения рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра; $Q_{ут}$ — расход утечек рабочей жидкости через поршень гидроцилиндра (на рис. 6.1 канал перетечек жидкости условно показан в виде отверстия в поршне).

Составляющие уравнений баланса потоков могут быть выражены таким образом:

$$\left. \begin{aligned} Q_v &= S_n (\dot{x}_n + \dot{x}_k); \\ Q_{сж1} &= \beta_{эжв} V_0 \dot{p}_1; \quad Q_{сж2} = \beta_{эжв} V_0 \dot{p}_2. \end{aligned} \right\} (6.4)$$

Здесь V_0 — объем сжимаемой жидкости в полости гидроцилиндра при среднем положении поршня; $\beta_{эжв}$ — эквивалентный коэффициент сжатия рабочей жидкости с учетом деформации конструкции компонентов гидроцилиндра; S_n — площадь поршня; x_k — перемещение корпуса.

В уравнениях 6.3 $Q_{ут} = k_{ут}(p_1 - p_2)$, где $k_{ут}$ — коэффициент утечек.

Уравнения движения инерционного объекта, корпуса привода и поршня гидроцилиндра в предположении малой инерционности двух последних элементов имеют вид

$$\left. \begin{aligned} S_n p_n &= (p_1 - p_2) S_n = C_{пр}(x_n - x_n), \quad S_n p_n = C_{оп} x_k; \\ C_{пр}(x_n - x_n) &= m_n \ddot{x}_k + h_n \dot{x}_k + P_{вн}, \end{aligned} \right\} (6.5)$$

где x_n — перемещение инерционного объекта; x_k — перемещение корпуса привода; p_n —

давление нагрузки; $P_{вн}$ — внешнее силовое воздействие; m_n — приведенная масса инерционного объекта; h_n — коэффициент вязкого трения, точка над переменными здесь и далее — производные по времени.

Динамические свойства электрогидравлических усилителей мощности (ЭГУ) в фирменных каталогах и проспектах представляются в виде оценки частоты, на которой фазочастотная характеристика пересекает уровень $\varphi = -90^\circ$. Эта частота называется *частотой пропускания ЭГУ мощности*. При этом приближенно основные наиболее существенные динамические свойства ЭГУ описываются в виде колебательного звена

$$\frac{x_3}{i} = \frac{K_{xi}}{\frac{s^2}{\omega_{ЭГУ}^2} + 2 \frac{\xi_{ЭГУ}}{\omega_{ЭГУ}} s + 1}, \quad \xi_{ЭГУ} \geq 0,6...0,8. \quad (6.6)$$

Здесь i — ток управления в обмотке ЭГУ.

В большинстве проектных случаев, соответствующих приводам, которые управляют положением массивных объектов, частота среза электронного усилителя электрических сигналов $\omega_{эу}$ и $\omega_{ЭГУ}$ много больше собственной частоты выходной части привода ω_0 . Поэтому в большинстве проектных ситуаций выполняется неравенство $3\omega_0 < \omega_{ЭГУ}$, где

$$\omega_0 = \sqrt{C_{экр} / m_n}, \quad C_{экр} = \left(\frac{1}{C_{оп}} + \frac{1}{C_{г.ц}} + \frac{1}{C_{пр}} \right)^{-1}.$$

Примечание. В современных высококачественных ЭГУ с расходом жидкости $Q_{ЭГУ} = 45...75$ л/мин частота среза ЭГУ $\omega_{ЭГУ} > 300 \frac{1}{с}$, а $\xi_{ЭГУ} \approx 0,7$. Поэтому для указанного ранее класса рулевых приводов почти всегда справедливо соотношение $\omega_{ЭГУ} > 3\omega_0$.

Таким образом, для приближенных оценок устойчивости рулевого привода можно пренебречь инерционностью предварительных каскадов усиления. С учетом сделанных допущений уравнения, описывающие основные динамические свойства указанных рулевых приводов, имеют следующий вид:

уравнение электрогидравлического и электронного усилителей

$$x_3 = K_{iu} K_{xi} u_e, \quad (6.7)$$

где K_{iu} , K_{xi} — соответственно коэффициент усиления электронного усилителя и коэффи-

циент передачи ЭГУ; u_e — сигнал рассогласования на входе в электронный усилитель; уравнение сигнала рассогласования

$$u_e = K_{рх} x_{рх} - K_{о.с} (x_n + x_k), \quad (6.8)$$

где $K_{рх}$, $K_{о.с}$ — коэффициенты входа и обратной связи соответственно.

Выразим перемещение корпуса гидроцилиндра и скорость перемещения корпуса гидроцилиндра через давление нагрузки:

$$x_k = p_n S_{п} / C_{оп}, \quad \dot{x}_k = \dot{p}_n S_{п} / C_{оп}. \quad (6.9)$$

Для оценки устойчивости привода будем полагать, что сила P_n развиваемая гидроцилиндром, определяется следующим выражением:

$$P_n = m_n \ddot{x} + h_n \dot{x}. \quad (6.10)$$

В этом случае уравнение движения инерционного объекта можно записать в виде

$$p_n = p_1 - p_2 = \frac{m_n}{S_n} \ddot{x} + \frac{h_n}{S_n} \dot{x}. \quad (6.11)$$

Выразим соотношения, которые связывают деформацию конструкции системы поршень—центр масс инерционного объекта $(x_n - x_k)$ через давление нагрузки p_n и подставим полученные выражения в уравнения баланса потоков рабочей жидкости.

При условии пренебрежения массами поршня со штоком и корпуса привода по сравнению с массой инерционного объекта, а также без учета трения поршня и корпуса привода при их движении, уравнение баланса потоков рабочей жидкости можно записать следующим образом:

$$K_{ve} x_{рх} = \left[\frac{\beta_{экр} v}{2 S_{п}^2} + \frac{1}{C_{оп}} + \frac{1}{C_{п}} \right] \dot{p}_n + S_{п} \left[\frac{\bar{K}_{QP}}{S_{п}^2} + \frac{K_d}{C_{оп}} + \frac{K_d}{C_{п}} \right] p_n + \dot{x}_n + K_d x_n. \quad (6.12)$$

Здесь $\beta_{экр} = \beta_j + \beta_k$, где $\beta_j = \frac{1}{B_j}$ (B_j — модуль упругости жидкости); β_k — коэффициент упругости гидроцилиндра с учетом деформации стенок гидроцилиндра и эластичности уплотнительных колец.

Нетрудно видеть, что множитель (в квадратных скобках) перед \dot{p}_n есть не что иное, как

эквивалентная жесткость конструкции привода с учетом упругости узлов установки привода на изделии,

$$C_{\text{экр}} = \left(\frac{1}{C_{\text{оп}}} + \frac{1}{C_{\text{г.ц}}} + \frac{1}{C_{\text{пр}}} \right)^{-1}. \quad (6.13)$$

Здесь $\bar{K}_{Qp} = K_{Qp} + K_{yt}$ — эквивалентный коэффициент наклона механической характеристики гидрораспределителя, который определяется наклоном параболы механической характеристики и влиянием коэффициента утечек рабочей жидкости из полости в полость гидроцилиндра.

Дифференциальное уравнение баланса потоков рабочей жидкости в ветвях гидрораспределителя и полостях гидроцилиндра привода, преобразованное относительно давления нагрузки p_n , имеет следующий вид:

$$\frac{S_{\text{п}}}{C_{\text{экр}}} \dot{p}_n + \frac{\bar{K}_{Qp}}{S_{\text{п}}} p_n + \frac{S_{\text{п}} K_d}{C_{\text{кон}}} p_n + \dot{x}_n + K_d x_n = K_{ve} x_{\text{вх}}, \quad (6.14)$$

где K_d — добротность следящего привода,

$$K_d = K_{ve} K_{o.c} \quad (6.15)$$

(здесь K_{ve} — коэффициент усиления прямой цепи привода по скорости, $K_{ve} = V_{\text{max}} / e_{\text{max}}$); $C_{\text{кон}}$ — жесткость узлов конструкции установки привода на изделии, $C_{\text{кон}} = \left(\frac{1}{C_{\text{оп}}} + \frac{1}{C_{\text{пр}}} \right)^{-1}$.

Из приведенных уравнений и соотношений можно получить передаточную функцию, характеризующую динамику привода по отношению к управляющему сигналу при внешней силе $P_{\text{вн}} = 0$.

Нас интересует в первую очередь движение инерционного объекта при поступлении на вход привода управляющего сигнала. Путем преобразований уравнения (6.12) можно получить уравнение динамики привода при внешнем управляющем сигнале и при отсутствии внешнего силового воздействия, а также передаточную функцию рулевого привода:

$$\frac{m_n}{C_{\text{экр}}} \ddot{x} + \left(\frac{h_n}{C_{\text{экр}}} + \frac{m_n \bar{K}_{Qp}}{S_{\text{п}}^2} + \frac{m_n K_d}{C_{\text{кон}}} \right) \dot{x} + \left(\frac{h_n \bar{K}_{Qp}}{S_{\text{п}}^2} + \frac{h_n K_d}{C_{\text{кон}}} + 1 \right) x + K_d x_n = K_{ve} x_{\text{вх}}; \quad (6.16)$$

$$\frac{x_n(s)}{x_{\text{вх}}(s)} = \frac{1/K_{o.c}}{\frac{s^3}{K_d \omega_0^2} + \frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} s^2 + \frac{\Delta + 1}{K_d} s + 1}. \quad (6.17)$$

$$\Delta = \frac{h_n \bar{K}_{Qp}}{S_{\text{п}}^2} + \frac{h_n K_d}{C_{\text{кон}}};$$

очень часто этот комплекс $\Delta \ll 1$.

Представленная передаточная функция (6.17) отражает наиболее существенные динамические свойства замкнутого по положению поршня привода с инерционной нагрузкой и учетом упругости конструкции узлов крепления привода. Демпфирование привода содержит три составляющие и определяется следующим выражением:

$$\xi_0 = \frac{1}{2} \frac{h_n}{\sqrt{C_{\text{экр}} m_n}} + \frac{1}{2} \frac{\bar{K}_{Qp} \sqrt{C_{\text{экр}} m_n}}{S_{\text{п}}^2} + \frac{1}{2} \frac{K_d \sqrt{C_{\text{экр}} m_n}}{C_{\text{кон}}}. \quad (6.18)$$

Надо отметить следующие очевидные обстоятельства [6.5]:

- первая составляющая демпфирования привода определяется силами трения;
- вторая зависит от утечек рабочей жидкости и наклона механической характеристики $Q(p_n)$;
- третья составляющая демпфирования появилась из-за наличия упругости узлов крепления привода.

При увеличении добротности K_d позиционного контура привода третья составляющая демпфирования, определяемая жесткостью конструкции, возрастает. Демпфирование привода увеличивается также при уменьшении жесткости конструкции узлов крепления привода.

При сделанных нами допущениях о быстройдействии электронного усилителя и ЭГУ мощности фазочастотная характеристика разомкнутого позиционного контура рулевого привода всегда пересекает линию -180° на частоте ω_0 .

В этом случае для обеспечения устойчивости рулевого привода в соответствии с критерием Найквиста модуль передаточной функции разомкнутой системы на частоте, которая соответствует $\varphi(\omega) = -180^\circ$, должен быть < 1 .

Таким образом, условие устойчивости рулевого привода примет следующий вид:

$$|W_p(j\omega_0)| < 1, \quad (6.19)$$

Передачная функция разомкнутого привода при выполнении условия ($\omega_{ЭГР} > 3\omega_0$) равна

$$W_p(s) = \frac{K_d}{s \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\xi_0}{\omega_0} s + 1 \right)}. \quad (6.20)$$

При $s = j\omega_0$ определим условие, при котором $|W_p(j\omega_0)| < 1$. Это условие можно представить и в форме [6.3, 6.5]:

$$\xi_0 > \frac{K_d}{2\omega_0}. \quad (6.21)$$

Рассмотрим возможность повышения устойчивости привода путем снижения только жесткости конструкции узлов крепления [6.1, 6.5].

Уменьшение $C_{кон}$ увеличивает демпфирование привода. Предположим, что $h_n \rightarrow 0$, $K_{QР} \rightarrow 0$. Тогда

$$\xi_0 = \frac{1}{2} \frac{K_d \sqrt{C_{ЭКВ} m_n}}{C_{кон}} > \frac{1}{2} \frac{K_d}{\omega_0} = \frac{1}{2} \frac{K_d \sqrt{m_n}}{\sqrt{C_{ЭКВ}}}.$$

Условием устойчивости привода в этом случае является следующее неравенство: $\frac{C_3}{C_{кон}} > 1$. Это неравенство никогда не может быть выполнено.

Таким образом, снижением жесткости конструкции узлов установки приводов нельзя увеличить его устойчивость.

6.2. КОРРЕКЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭГРП ОБРАТНЫМИ СВЯЗЯМИ ПО СОСТОЯНИЮ СИСТЕМЫ ПРИВОДА

Основная задача улучшения динамических свойств большинства ЭГРП с инерционной нагрузкой сводится к повышению демпфирования исполнительного механизма привода, поскольку собственное демпфирование привода определяется только трением в подвижных элементах исполнительного механизма, а также утечками жидкости из полости гидроцилиндра.

Практика показывает, что при создании гидроприводов, управляющих положением рабочих органов машин значительной массы, возникает проблема обеспечения компромисса между требуемым быстродействием (полосой

пропускания частот) и колебательностью привода. Источником повышенной колебательности привода является малое собственное демпфирование выходной части системы привода ($\xi_0 = 0,05...0,2$). Именно малое демпфирование в выходной части привода ограничивает запасы устойчивости позиционного контура по амплитуде. Низкая собственная частота системы привода определяется массой инерционного объекта и малой жесткостью конструкции узлов крепления привода.

Часто в таких системах в конфликт вступают требование обеспечения относительно высокой добротности позиционного контура и стремление уменьшать резонансный пик.

Величина резонансного пика собственно привода определяется малыми силами трения в узлах крепления привода; конструкционным трением, возникающим при деформации объемной конструкции, а также утечками рабочей жидкости.

На рис. 6.2 показаны типовые технические требования, которые предъявляются к динамическим характеристикам следящих приводов. Представленные на этом рисунке переходный процесс и частотные характеристики вполне приемлемы. Но во многих проектных случаях резонансный пик на частотной характеристике может быть чрезмерно большой, а фазочастотные искажения на частоте изменения управляющего сигнала также велики и могут не соответствовать требованиям (т.е. попадать в заштрихованную на рис. 6.2 область). В этих случаях необходимо повышение демпфирования системы привода при одновременном увеличении его быстродействия.

Рассмотрим решение этой задачи с использованием регуляторов состояния как средства улучшения динамических характеристик рулевого привода в части повышения его демпфирования и быстродействия.

Как было сказано выше, электрогидравлический следящий привод, управляющий положением инерционного объекта, в линейном приближении и в предположении, что $\omega_{ЭГР} \geq 3\omega_0$ и при $\Delta = 0$, описывается следующей передачной функцией:

$$\frac{x_{н}}{x_{вх}}(s) = \frac{1/K_{о.с}}{\frac{s^3}{K_d \omega_0^2} + \frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} s^2 + \frac{1}{K_d} s + 1}. \quad (6.22)$$

Предположим, что коэффициент передачи привода $K_{н} = 1/K_{о.с} = 1$.

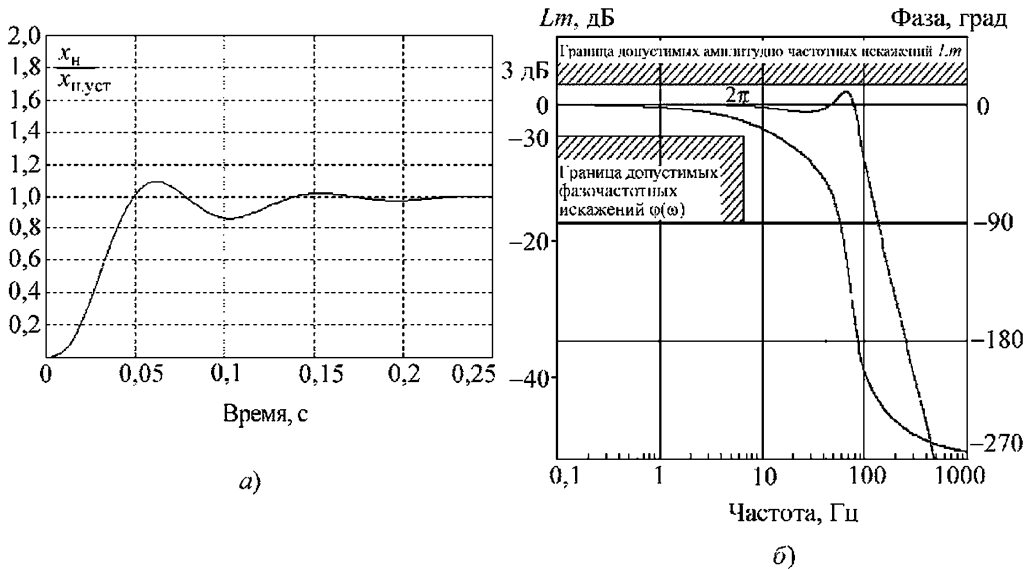


Рис. 6.2. Переходный процесс перемещения центра масс инерционного объекта типовым гидроприводом при ступенчатом сигнале управления при единичном коэффициенте передачи (а) и амплитудно- и фазочастотные характеристики рулевого привода (б). Штриховкой показаны типовые разрешенные области протекания кривых, которые задаются в техническом задании на проектирование рулевого привода

С целью нормирования знаменателя передаточной функции введем обозначение

$$\bar{s} = \frac{s}{\omega_c}, \tag{6.23}$$

где $\omega_c = \sqrt[3]{K_d \omega_0^2}$.

После подстановки в выражение (6.23) $s = \bar{s} \omega_c$ получим следующий вид нормированной передаточной функции рулевого привода:

$$\frac{x_{н}}{x_{вх}}(s) = \frac{1}{\bar{s}^3 + a\bar{s}^2 + b\bar{s} + 1}. \tag{6.24}$$

В этом выражении обобщенные коэффициенты a и b выглядят так:

$$a = \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} \right) \sqrt[3]{(\omega_0^2 K_d)^2}; \tag{6.25}$$

$$b = \frac{1}{K_d} \sqrt[3]{\omega_0^2 K_d}.$$

Коэффициент a характеризует собой меру демпфирования привода, а второй коэффициент b — обратную величину добротности позиционного контура привода. Динамику такого привода можно представить на плоскости обобщенных коэффициентов a, b . Любой i -й проект привода на плоскости обобщенных ко-

эффициентов представляется точкой a_i, b_i , которая характеризует его наиболее существенные динамические свойства.

Например, на рис. 6.3 [6.2, 6.7] показана зависимость величины перерегулирования вы-

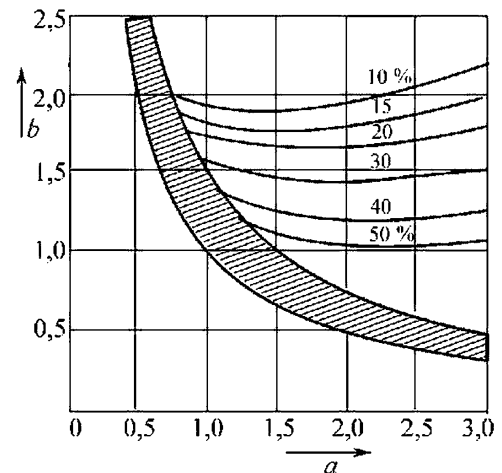


Рис. 6.3. Показатель величины перерегулирования выходной координаты привода при отработке ступенчатого входного сигнала в функции от обобщенных параметров привода

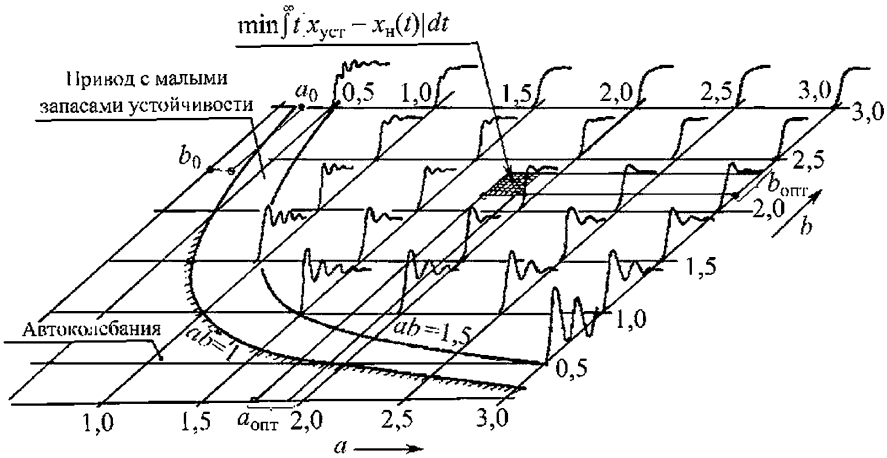


Рис. 6.4. Общий вид переходных процессов рулевого привода при различных значениях обобщенных параметров a, b . Заштрихованная область соответствует минимуму интегрального критерия качества ПТАЕ

ходной координаты привода в переходном процессе на входное ступенчатое воздействие от значений параметров a, b . На рис. 6.4 представлена плоскость коэффициентов с видом переходных процессов привода на ступенчатый сигнал управления при различных значениях a, b [6.2, 6.3, 6.7].

Динамику привода по его переходному процессу на ступенчатое управляющее воздействие можно также оценить по интегральным критериям, которые характеризуют быстроту затухания переходного процесса и величину перерегулирования, например, по следующим функциям:

$$\begin{aligned}
 1) \text{ ITAE} &= \int_0^{\infty} |x_n(t) - x_{н.уст}| t dt; \\
 2) \text{ IAE} &= \int_0^{\infty} |x_n(t) - x_{н.уст}| dt; \\
 3) \text{ IAES} &= \int_0^{\infty} |x_n(t) - x_{н.уст}|^2 dt; \\
 4) \text{ I}_\epsilon &= \int_0^{\infty} |x_n(t) - x_{жел}(t)| dt,
 \end{aligned}
 \tag{6.26}$$

где $x_{жел}$ — желаемая траектория; t — время; $x_{н.уст}$ — установившееся течение выходной координаты.

Задача синтеза контурных параметров привода в терминах оптимального проектирования может быть сформулирована следующим образом: определить некоторый вектор параметров привода $K_{опт}$ такой, чтобы выбран-

ный критерий, характеризующий качество переходного процесса привода, достигал своего минимума: $I_i(t) = \min I(t, K_{опт})$ в области реализуемых параметров и чтобы выполнялись некоторые ограничения на показатели его характеристик $S_i(K_{опт}) > 0$.

Эта задача может быть решена на плоскости коэффициентов a, b , на которую нанесены оценки критериев 1–4 или показатели динамики.

Достижение минимума каждого из критериев не обеспечивает одинаковой динамики привода. Минимуму каждого из указанных критериев соответствуют различные переходные процессы и частотные характеристики привода.

Оптимальные значения обобщенных коэффициентов a и b , обеспечивающие минимум соответствующего критерия, приведены ниже [6.2, 6.7]:

$$\begin{aligned}
 1) \min \text{ IAE} \begin{cases} a_{опт} = 1,4; \\ b_{опт} = 2,075; \end{cases} \text{ при этом } \frac{\omega_{ср}}{\omega_c} = 1,28, \\
 T_{0.63} = \frac{2,25}{\omega_c}, \quad \omega_c = \sqrt[3]{\omega_0 K_d}, \quad \xi_k \approx 0,3;
 \end{aligned}
 \tag{6.27}$$

$$\begin{aligned}
 2) \min \text{ IAES} \begin{cases} a_{опт} = 1,0; \\ b_{опт} = 2,0; \end{cases} \text{ в данном случае } \frac{\omega_{ср}}{\omega_c} = \\
 = 1,53, \quad T_{0.63} = \frac{2,1}{\omega_c}, \quad \xi_k = 0,17;
 \end{aligned}
 \tag{6.28}$$

$$\begin{aligned}
 3) \min \text{ ITAE} \begin{cases} a_{опт} = 1,75; \\ b_{опт} = 2,15; \end{cases} \text{ тогда } \frac{\omega_{ср}}{\omega_c} = 1,04, \\
 T_{0.63} = \frac{2,42}{\omega_c}, \quad \xi_k \approx 0,45.
 \end{aligned}
 \tag{6.29}$$

Оптимальному значению добротности привода с точки зрения минимума критерия ИТАЕ соответствует следующее приближенное соотношение [6.3]:

$$(K_d)_{\text{опт}} = (0,27 \dots 0,3) \omega_0.$$

Обеспечить желаемую динамику привода в рамках привода, представленного на рис. 6.1, часто невозможно. Рассмотрим, как добиться желаемой динамики привода в соответствии с критериями (6.27)–(6.29) с помощью введения обратных связей по его координатам состояния. Если все координаты состояния привода измеряемые, то можно использовать регулятор состояния с измеряемыми координатами.

Координаты состояния могут быть любые, но не должны быть линейно-зависимыми. Другими словами, одну любую координату состояния нельзя выразить через другую координату с помощью линейной операции. Например, если в качестве координаты состояния выбрано ускорение объекта управления, то перепад давления на поршне (давление на-

грузки) не может быть выбран в качестве другой координаты состояния, так как они линейно-зависимы.

Для того чтобы реализовать регулятор состояния, который обеспечивал бы желаемые динамические свойства привода, система привода должна быть управляемой и наблюдаемой [6.4].

Предположим, что все координаты состояния привода могут быть измерены с помощью специальных датчиков. Выберем в качестве вектора координат состояния

$$X = (x_n, \dot{x}_n, \ddot{x}_n)^T.$$

Компонентами этого вектора являются перемещение объекта, его скорость и ускорение. Введем комплекс обратных связей по указанным координатам состояния, снимая сигналы с соответствующих датчиков. Построим схему управления приводом так, как это сделано на рис. 6.5.

Совокупность показанных на рис. 6.5 обратных связей по всем координатам состояния

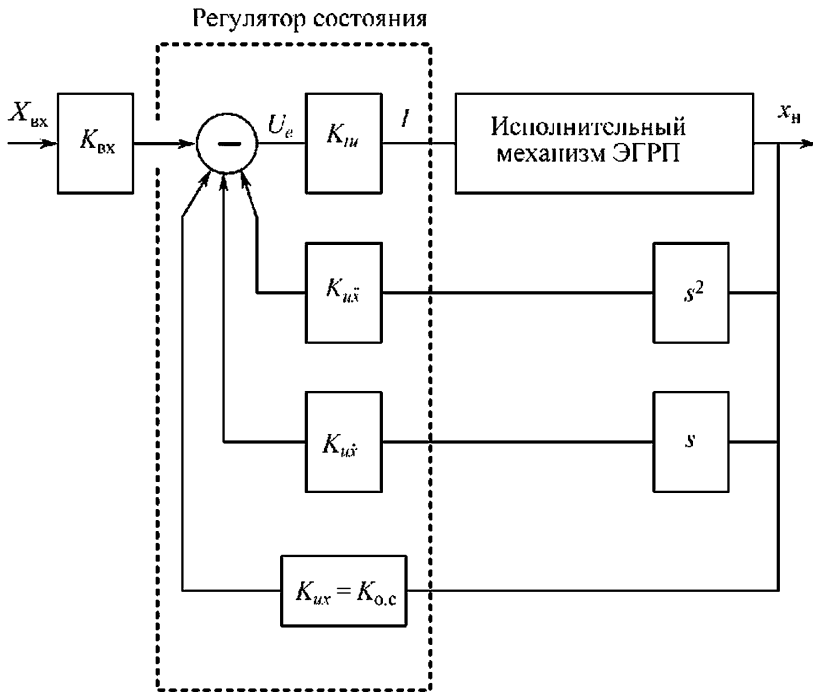


Рис. 6.5. Структурная схема ЭГРП с регулятором состояния, в котором используются обратные связи по ускорению объекта и его скорости:

$X_{вх}$ — сигнал управления; U_e — сигнал рассогласования; I — ток в обмотке управления ЭГУ; $K_{0,c}$ — коэффициент позиционной обратной связи (коэффициент по первой координате состояния)

образует регулятор состояния рулевого привода. Передаточная функция следящего привода с указанным комплексом обратных связей, т.е. рулевого привода с регулятором состояния, имеет следующий вид:

$$\frac{x_H}{x_{ВХ}}(s) = \frac{K_{ВХ} K_{iу} K_{vи}}{\frac{s^3}{\omega_0^2} + \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0} + K_{vе} K_{u\ddot{x}}\right) s^2 + (1 + K_{vе} K_{u\dot{x}}) s + K_{vе} K_{о.с.}}, \quad (6.30)$$

где $K_{ВХ}$ — масштабный коэффициент входа (чаще всего он равен 1); $K_{iу}$ — коэффициент усиления электрических сигналов перед ЭГУ; $K_{vи}$ — коэффициент усиления по скорости рулевого агрегата $K_{vи} = (v_{max} / I_{max})$; $K_{vе}$ — коэффициент усиления прямой цепи по скорости, $K_{vе} = K_{vи} K_{иу}$.

Отметим, что произведение усиления прямой цепи привода на коэффициент позиционной обратной связи $K_{vе} K_{о.с.} = K_d$ — добротность позиционного контура рулевого привода. Уравнение регулятора состояния привода имеет вид

$$i_y = K_{iу} (x_{ВХ} K_{ВХ} - x_H K_{о.с.} - \dot{x}_H K_{о.с.} - \ddot{x}_H K_{u\ddot{x}}). \quad (6.31)$$

Можно преобразовать и нормировать передаточную функцию (6.30), введя обозначения $\bar{s} = \frac{s}{\omega_c}$, $\omega_c = \sqrt[3]{\omega_0^2 K_d}$, $s = \omega_c \bar{s}$. В этом

случае имеем следующую обобщенную передаточную функцию следящего привода с обратными связями по состоянию:

$$\frac{x_H}{x_{ВХ}}(s) = \frac{1}{\bar{s}^3 + a^* \bar{s}^2 + b^* \bar{s} + 1}; \quad (6.32)$$

она характеризует его динамические свойства.

$$\frac{x_H}{x_{ВХ}}(s) = \frac{1}{\frac{s^3}{\omega_0^2 K_d} + \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} + \frac{K_{u\dot{p}} m_H}{K_{о.с.} S_H}\right) s^2 + \left(\frac{1}{K_d} + \frac{K_{u\ddot{x}}}{K_{о.с.}}\right) s + 1}. \quad (6.36)$$

В этой передаточной функции коэффициенты a^* и b^* имеют следующий вид [6.6, 6.7]:

$$a^* = \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} + \frac{K_{u\dot{x}}}{K_{о.с.}}\right) \sqrt[3]{(\omega_0^2 K_d)^2}; \quad (6.33)$$

$$b^* = \left(\frac{1}{K_d} + \frac{K_{u\ddot{x}}}{K_{о.с.}}\right) \sqrt[3]{\omega_0^2 K_d}. \quad (6.34)$$

Задавшись желаемым расположением изображающей точки на плоскости обобщен-

ных коэффициентов a^* и b^* (рис. 6.3 и 6.4), можно определить требуемые коэффициенты обратных связей по ускорению и скорости выходной координаты привода следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \left[\frac{K_{u\ddot{x}}}{K_{о.с.}}\right]_{Греб} &= \frac{a_{жс.1}^*}{\sqrt[3]{(\omega_0^2 [K_d]_{Греб})}} - \frac{2\xi_0}{\omega_0 [K_d]_{Греб}}; \\ \left[\frac{K_{u\dot{x}}}{K_{о.с.}}\right]_{Греб} &= \frac{b_{жс.1}^*}{\sqrt[3]{(\omega_0^2 [K_d]_{Греб})}} - \frac{1}{[K_d]_{Греб}}. \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

Значение добротности в большинстве практических случаев находится из условия обеспечения требуемых фазочастотных искажений, вносимых приводом на фиксированных частотах:

$$[K_d]_{Греб} = f[\varphi(\omega_y)].$$

Рассмотрим построение регулятора состояния с иным выбором координат состояния, а именно выберем в качестве координат состояния положение выходного звена, его скорость и перепад давления на поршне, т.е. давление нагрузки (схема на рис. 6.6).

Вектор координат состояния в этом случае примет вид

$$X = (x_H, \dot{x}_H, p_H)^T.$$

Будем предполагать, что основная нагрузка привода инерционная. Схема привода с таким регулятором показана на рис. 6.6. Передаточная функция рулевого привода с регулятором состояния, показанным на рис. 6.6, имеет следующий вид:

Введем ранее использовавшуюся подстановку $\bar{s} = \frac{s}{\omega_c}$, $\omega_c = \sqrt[3]{\omega_0^2 K_d}$, $s = \omega_c \bar{s}$ в передаточную функцию привода и получим обобщенную передаточную функцию следящего привода с регулятором состояния:

$$\frac{x_H}{x_{ВХ}}(s) = \frac{1}{\bar{s}^3 + a^{**} \bar{s}^2 + b^{**} \bar{s} + 1}. \quad (6.37)$$

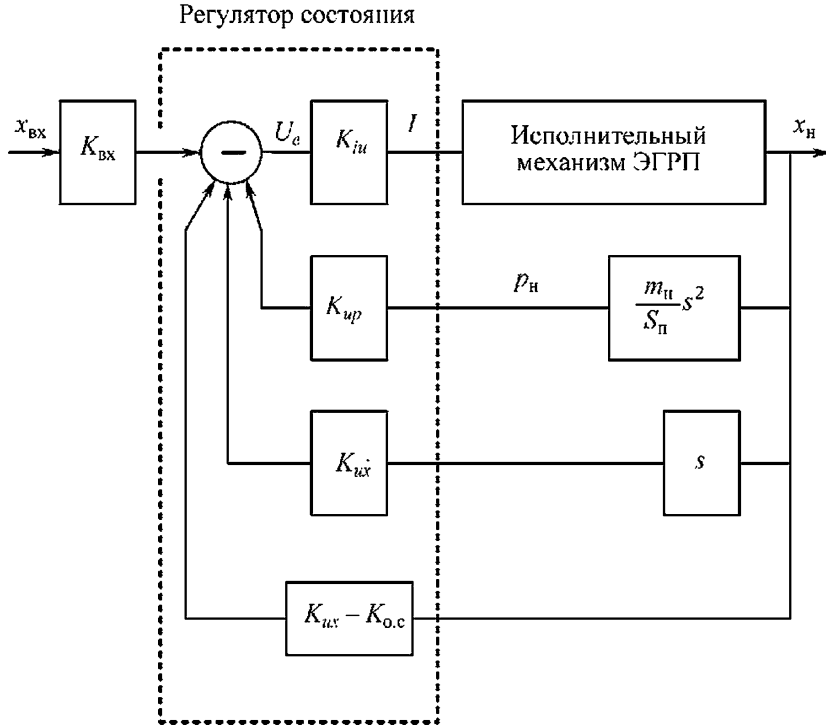


Рис. 6.6. Структурная схема ЭГРП с инерционной нагрузкой и регулятором состояния, в котором используются обратные связи по давлению нагрузки и скорости инерционного объекта:
 x_{BX} — сигнал управления; U_e — сигнал рассогласования; I — ток в обмотке управления ЭГУ;
 K_{up} — коэффициент обратной связи по давлению нагрузки (перепаду давления на поршне)

В этой передаточной функции обобщенные коэффициенты a^{**} и b^{**} , характеризующие динамику рулевого привода, равны

$$a^{**} = \left(\frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} + \frac{K_{up}}{K_{o.c}} \frac{m_n}{S_{\Pi}} \right) \sqrt[3]{(\omega_0^2 K_d)^2}; \quad (6.38)$$

$$b^{**} = \left(\frac{1}{K_d} + \frac{K_{vx}}{K_{o.c}} \right) \sqrt[3]{\omega_0^2 K_d} = b^*. \quad (6.39)$$

Имея в виду, что коэффициент a^{**} характеризует демпфирование привода, по аналогии с предыдущими рассуждениями можно записать требуемый коэффициент обратной связи по давлению нагрузки K_{up} в следующей форме:

$$[K_{up}]_{\text{треб}} = \left(\frac{a_{\text{жел}}^{**}}{\sqrt[3]{(\omega_0 K_d)^2}} - \frac{2\xi_0}{\omega_0 K_d} \right) \frac{S_{\Pi}}{m_n}. \quad (6.40)$$

Здесь значение коэффициента $a_{\text{жел}}^{**}$ определяет желаемый уровень демпфирования приво-

да. Его можно оценить по графикам, которые показаны на рис. 6.3 или 6.4 либо по оценкам какого-либо интегрального критерия, например критерия ИТАЕ, которые показаны на рис. 6.7 [6.2, 6.6].

Если при номинальных параметрах привода без регулятора динамика привода характеризуется точкой a_0 и b_0 , то, выбирая соответствующим образом коэффициенты обратных связей по состоянию, можно перевести изображающую точку в желаемую область обобщенных коэффициентов, которая характеризуется желаемыми динамическими свойствами привода. Это реализуется путем соответствующего выбора коэффициентов K_{vx} (или K_{ve}), K_{up} .

Из представленного выше следует, что обратная связь по давлению нагрузки является частным случаем регулятора состояния, в котором нет обратной связи по скорости, т.е. фактически это регулятор состояния при ограниченной информации о координатах состоя-

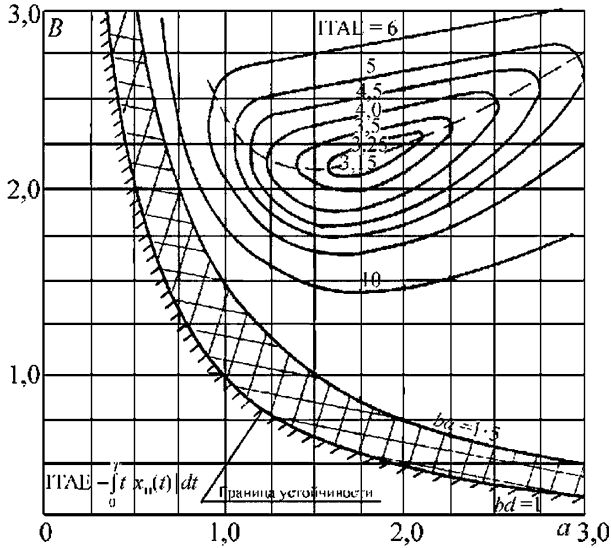


Рис. 6.7. Расположение на плоскости обобщенных коэффициентов кривых равных значений интегрального критерия ITAE

ния привода. Такая обратная связь по давлению нагрузки "жесткая". Она работает не только в динамических процессах, но и в статических режимах. При этом существенно уменьшается статическая жесткость рулевого привода и, следовательно, появляются дополнительные ошибки управления положением выходного звена из-за наличия сил трения и других статических или позиционных сил на выходном звене привода.

Статическая жесткость следящего привода с жесткой обратной связью по давлению нагрузки определяется следующим выражением:

$$C(0) = \left(\frac{P_{вн}}{X_{п}} \right)_{t \rightarrow \infty} = \frac{K_{pe} K_{о.с} S_{п}}{1 + K_{pe} K_{ур}} \quad (6.41)$$

В этом выражении K_{pe} — коэффициент усиления по давлению прямой цепи привода; $K_{ур}$ — коэффициент передачи цепи обратной связи по давлению нагрузки.

Таким образом, видно, что использование жесткой обратной связи по давлению нагрузки в гидроцилиндре при действии на выходное звено привода внешней силы $P_{вн}$ приводит к дополнительной статической ошибке $\Delta x_{п}$:

$$\Delta x_{п} = C(0) P_{вн} \quad (6.42)$$

Именно для компенсации этой статической ошибки в цепь обратной связи по давлению необходимо ввести фильтр высоких частот, например с передаточной функцией вида

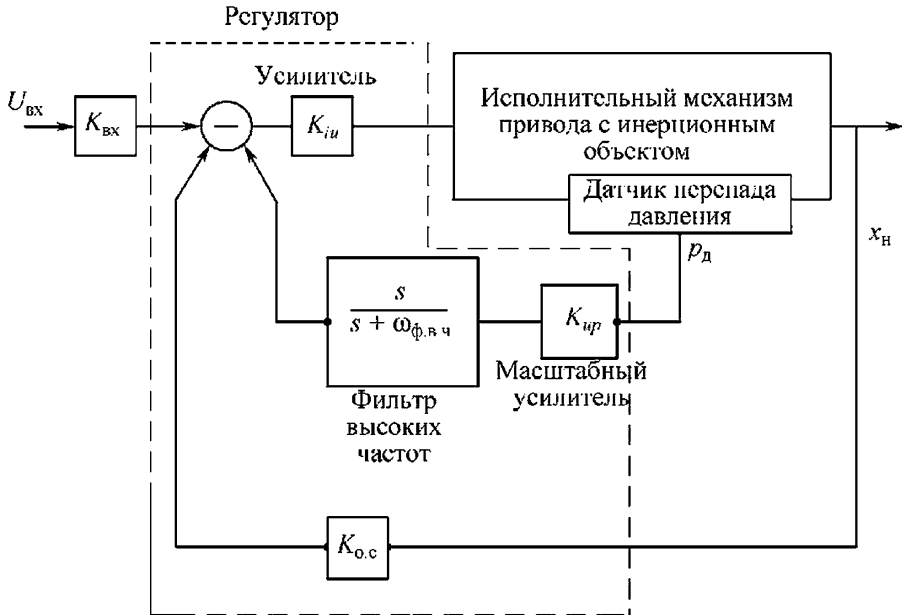
$$W_{\phi} = \frac{s}{s + \omega_{\phi}} \quad (6.43)$$

где ω_{ϕ} — частота среза фильтра.

Поскольку частота изменения управляющего сигнала ω_y в большинстве случаев намного меньше ω_0 , то компенсирующий фильтр при $\omega_{\phi} \approx (0,5 \dots 0,7) \omega_0$ часто не оказывает существенного влияния на статические режимы и процессы управления приводом.

На рис. 6.8 показана схема следящего привода с такой обратной связью по давлению нагрузки. На рис. 6.9 в качестве примера представлены частотные характеристики привода без коррекции, а на рис. 6.10 — частотные характеристики привода с обратной связью по давлению нагрузки, в цепь которой включен фильтр высоких частот W_{ϕ} . Нетрудно видеть, что фазочастотная характеристика привода с коррекцией в области низких частот, соответствующих управлению, гораздо хуже, чем без коррекции.

Для компенсации дополнительного фазочастотного запаздывания, которое вносится фильтром высоких частот в цепи обратной связи по давлению нагрузки, целесообразно



К выбору частоты среза фильтра высоких частот $\omega_{ф.в.ч}$

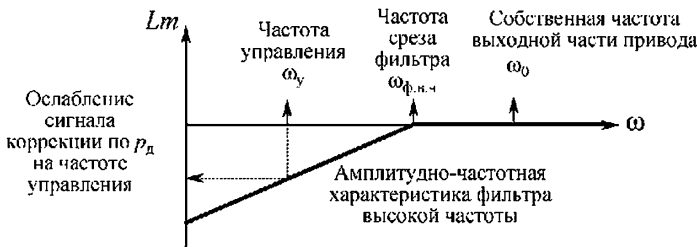


Рис. 6.8. Структурная схема электрогидравлического привода с обратной связью по давлению нагрузки с фильтром высоких частот:

x_H — выходная координата привода; остальные обозначения см. в тексте

вести в прямую цепь привода фазопережающее звено

$$W_f = \frac{T_{f1}s + 1}{T_{f2}s + 1},$$

где T_{f1} и T_{f2} — постоянные времени соответственно форсирующего и апериодического звеньев.

Структурная схема привода с гибкой обратной связью по давлению нагрузки и с фазопережающим звеном в прямой цепи показана на рис. 6.11. Такая коррекция не только увели-

чивает демпфирование привода, но и уменьшает фазочастотные искажения. Практика показывает, что при выборе параметров форсирующего звена можно руководствоваться следующей практической рекомендацией:

$$T_{f1} \geq 10T_{f2}; \quad T_{f1} \approx \frac{1}{\omega_{ф.в.ч}}.$$

Однако при низких собственных частотах выходной части привода ($\omega_0 < 30 \frac{1}{с}$) и относительно высокой частоте изменения управля-

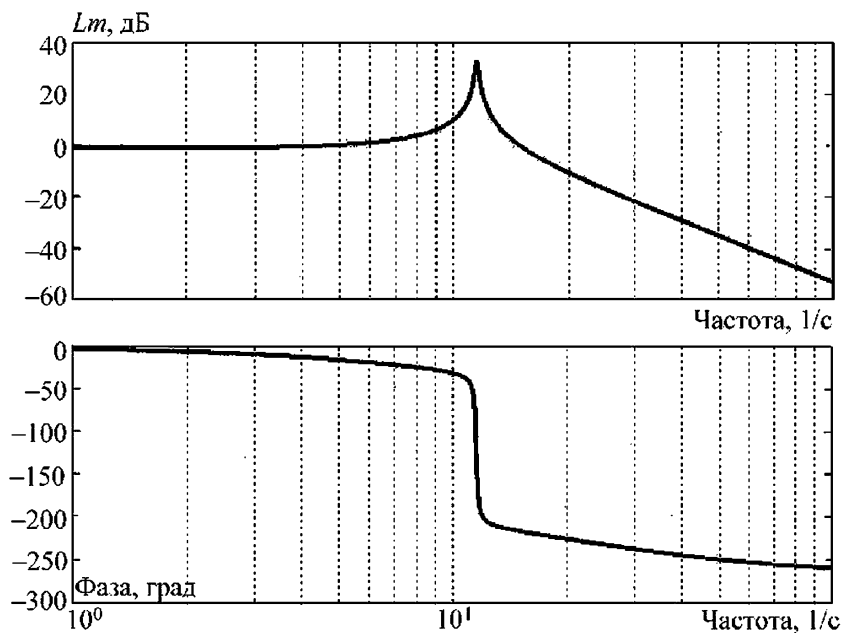


Рис. 6.9. Частотные характеристики следящего привода без коррекции: амплитудно-частотная (вверху) и фазочастотная (внизу)

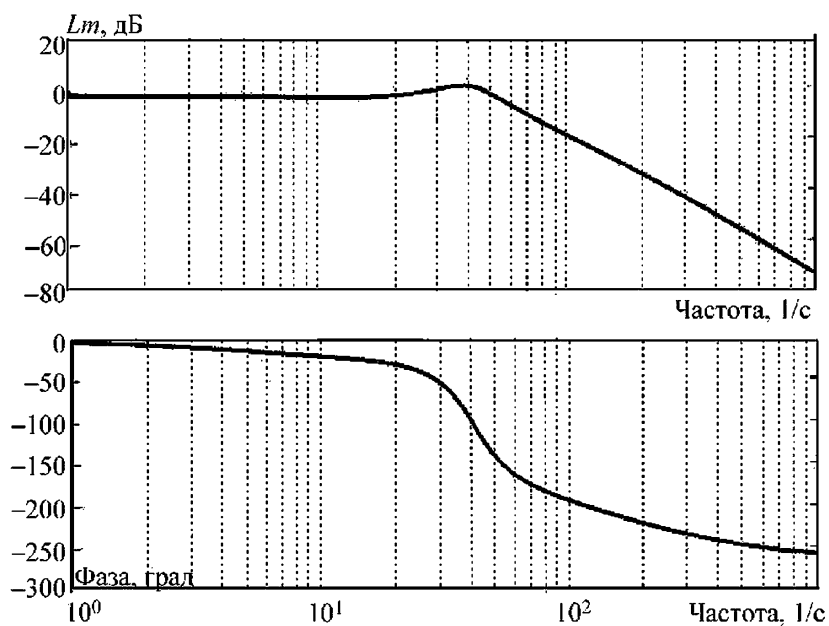


Рис. 6.10. Частотные характеристики следящего привода с коррекцией в виде обратной связи по давлению нагрузки с фильтром высоких частот: амплитудно-частотная (вверху) и фазочастотная (внизу)

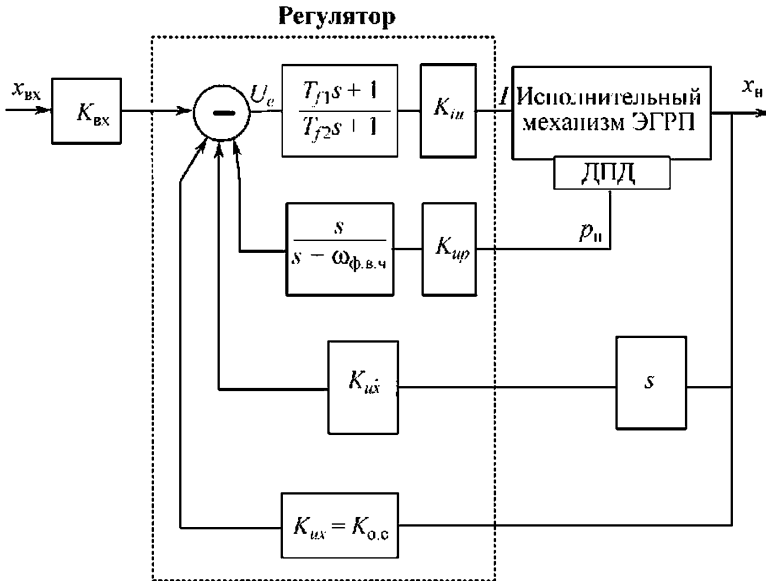


Рис. 6.11. Структурная схема привода с модифицированным регулятором, использующим координаты состояния x_n, \dot{x}_n, p_n , а также фильтр высоких частот в цепи обратной связи по давлению нагрузки и корректирующее звено в цепи сигнала рассогласования

ших сигналов ($\omega_y \rightarrow \omega_0$) влияние фильтра высоких частот в цепи обратной связи по давлению нагрузки на фазочастотные искажения может быть очень сильным (особенно в области малых сигналов). В этом случае от использования обратной связи по давлению нагрузки приходится отказаться и следует рассмотреть возможность использования регулятора состояния с наблюдающим устройством [6.2, 6.4, 6.6].

Такое схемотехническое решение относительно просто реализуется при жесткой связи поршня гидроцилиндра с инерционным объектом или при установке датчика позиционной обратной связи на объекте управления. Структурная схема привода с подобным регулятором состояния, содержащим наблюдающее устройство, показана на рис. 6.12 [6.2, 6.6].

Наблюдающее устройство привода предназначено для восстановления координаты скорости выходного звена и его ускорения. Оно состоит из модели исполнительного механизма, отражающей его наиболее существенные динамические свойства, которая реализуется программно с помощью микровычислителя; системы компенсации ошибки измерения координат, возникающей вследствие влияния нестабильных конструктивно-технологических

факторов, и системы обратной связи по восстановленным координатам состояния.

Модель наблюдающего устройства должна отображать наиболее существенные динамические свойства исполнительного механизма корректируемого привода. Выберем указанную модель в виде уравнения третьего порядка:

$$\ddot{\hat{x}}_n = -2\xi_0 \omega_0 \dot{\hat{x}}_n - \omega_0^2 \hat{x}_n + \omega_0^2 K_{vu} u_i. \quad (6.44)$$

Это уравнение составлено относительно третьей, второй и первой производных оцениваемых координат исполнительного механизма привода. Здесь K_{vu} — коэффициент усиления прямой цепи исполнительного механизма по скорости; u_i — напряжение на входе в ЭГУ.

Введем следующие переменные состояния исполнительного механизма привода:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \hat{x}_n K_M; \\ x_2 &= \dot{\hat{x}}_n \frac{1}{K_{vu}}; \\ x_3 &= \ddot{\hat{x}}_n \frac{1}{\omega_0 K_{vu}} \end{aligned} \right\} \quad (6.45)$$

где K_M — масштабный коэффициент, равный $K_{о.с.}$

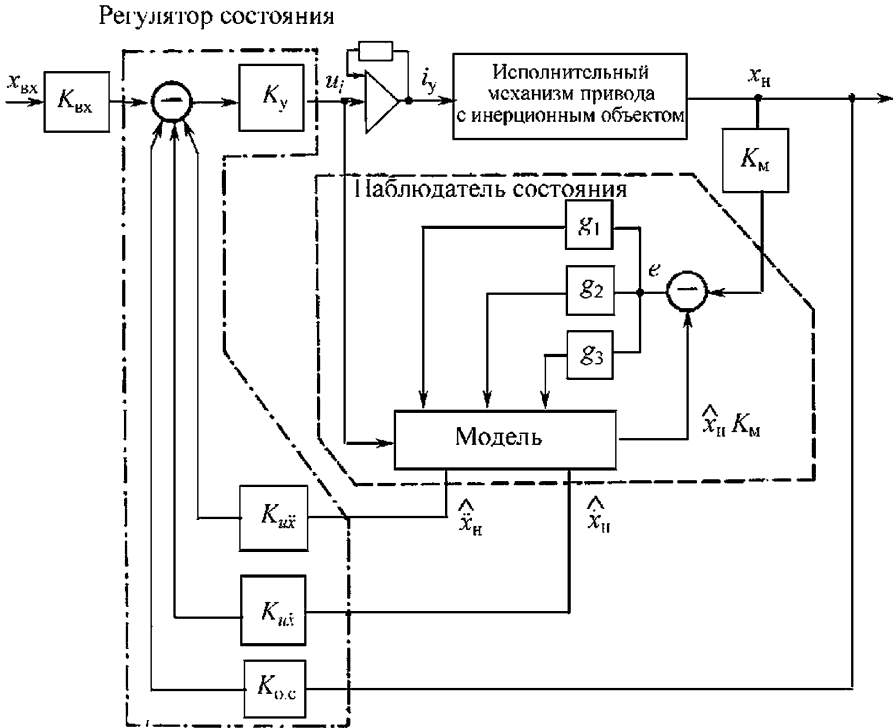


Рис. 6.12. Схема коррекции привода обратными связями по состоянию путем использования наблюдающего устройства:

K_M — масштабный коэффициент, численно равный коэффициенту позиционной обратной связи $K_{0,c}$; $\hat{x}, \dot{\hat{x}}, \ddot{\hat{x}}$ — оценки координат состояния привода, полученные наблюдающим устройством; g_1-g_3 — коэффициенты подстройки модели объекта; u_i — сигнал, пропорциональный току управления в обмотке ЭГУ

Позиционная ошибка между моделью наблюдающего устройства и реальным приводом

$$e = K_M (x_H - \hat{x}_H). \tag{6.46}$$

Составим уравнения состояния модели наблюдающего устройства для координат $x_1 - x_3$. Для этого, дифференцируя первое уравнение системы (6.45), получим $\dot{x}_1 = K_M \dot{\hat{x}}_H$. Но из второго уравнения системы (6.45) можно вывести соотношение $\dot{\hat{x}}_H = x_2 K_{vu}$.

Следовательно, с учетом подстройки модели под реальный объект удастся получить следующее уравнение для первой координаты состояния:

$$\dot{\hat{x}}_1 = K_M K_{vu} (x_2 + g_1 e), \tag{6.47}$$

где g_1 — коэффициент подстройки.

Из второго уравнения системы (6.45), дифференцируя второе уравнение, можно найти

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{K_{vu}} \dot{\hat{x}}_H.$$

Но из третьего уравнения системы (6.45) $\dot{\hat{x}}_H = \omega_0 K_{vu} x_3$. Значит уравнение модели для второй координаты состояния с учетом подстройки под реальный объект будет иметь следующий вид:

$$\dot{x}_2 = \omega_0 (x_3 + g_2 e). \tag{6.48}$$

Дифференцируя третье уравнение системы (6.45), получаем выражение для третьей координаты состояния наблюдающего устройства:

$$\dot{x}_3 = \frac{1}{\omega_0 K_{vu}} \dot{\hat{x}}_H. \tag{6.49}$$

Уравнение модели, описывающей движение объекта с учетом наиболее существенных факторов, нами получено в форме (6.44). Объединив выражения (6.44) и (6.49), будем иметь уравнение для третьей координаты состояния привода с учетом сигнала подстройки модели под объект:

$$\dot{x}_3 = \omega_0(u_i - x_2 - 2\xi_0 x_3 + g_3 e). \quad (6.50)$$

На рис. 6.13 показана схема модели наблюдающего устройства относительно координат состояния модели (6.45).

Выходными координатами наблюдающего устройства для построения регулятора состояния являются координаты x_3 , из которых получаем оценку ускорения объекта:

$$\left. \begin{aligned} \hat{\dot{x}}_H &= \omega_0 K_{vu} x_3; \\ \hat{x}_H &= K_{vu} x_2. \end{aligned} \right\} \quad (6.51)$$

Выражения (6.60) используются для построения регулятора состояния привода в следующем виде:

$$u_i = K_M x_{вх} - K_M K_{u\ddot{x}} \hat{\dot{x}}_H - K_M K_{u\dot{x}} \hat{x}_H - K_M x_H. \quad (6.52)$$

В этом выражении коэффициенты регулятора состояния по ускорению и скорости объекта определяются из условия придания системе привода желаемых динамических свойств,

$$\left. \begin{aligned} \bar{K}_{u\dot{x}_{опт}} &= \frac{b_{опт}}{\sqrt[3]{\omega_0^2 K_{д.тр}}} - \frac{1}{K_{д.тр}}; \\ \bar{K}_{u\ddot{x}_{опт}} &= \frac{a_{опт}}{\sqrt[3]{(\omega_0^2 K_{д.тр})^2}} - \frac{2\xi_0}{\omega_0 K_{д.тр}} \end{aligned} \right\} \quad (6.53)$$

где $a_{опт}$ и $b_{опт}$ — оптимальные значения обобщенных коэффициентов привода с инерционным объектом, которые обеспечивают желаемые динамические свойства привода; $K_{д.тр}$ —

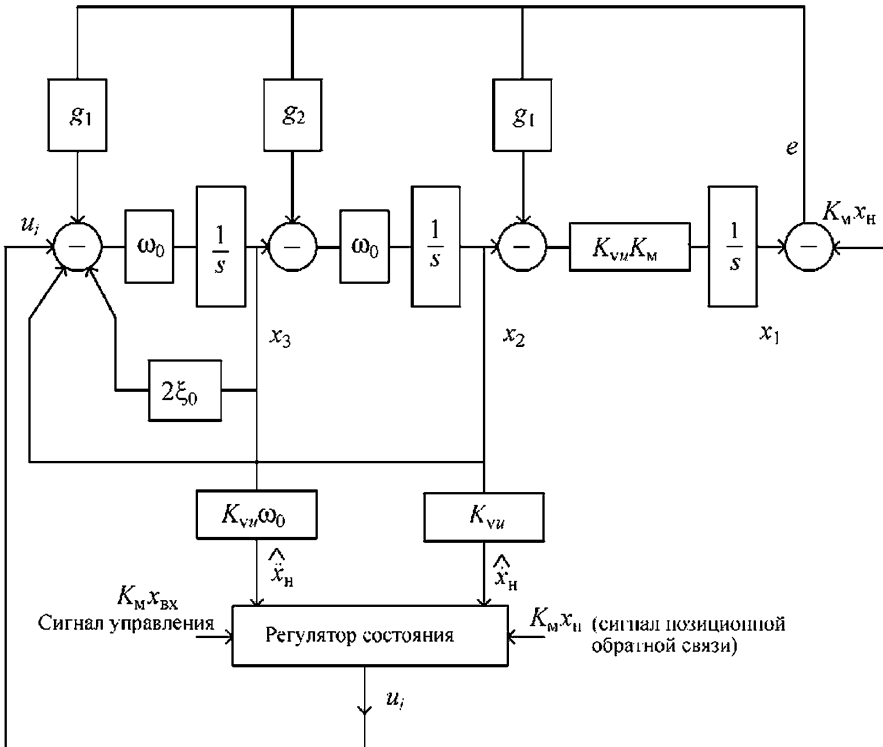


Рис. 6.13. Схема модели исполнительного механизма модели рулевого привода для использования в регуляторе состояния. Обозначения приведены в вышеприведенном тексте

требуемое значение позиционного контура привода, которое гарантирует требуемое быстрое действие привода.

Таким образом, реализуется комплекс обратных связей привода по приближенным оценкам его координат состояния (скорости объекта и его ускорению).

В описанном корректирующем устройстве все координаты известны, за исключением коэффициентов подстройки g_1-g_3 . Эти коэффициенты выбираются из условия устойчивости подсистемы регулятора состояния и обеспечения его быстрого действия.

В работах [6.2, 6.6] приводятся формулы для оценки приближенных значений коэффициентов подстройки наблюдающего устройства под объект коррекции при некоторых отклонениях параметров модели. Представим эти формулы:

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= \frac{\omega_0}{K_M K_{vu}} \left[a_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right) - 2\xi_0 \right]; \\ g_2 &= \frac{\omega_0}{K_M K_{vu}} \left[b_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right)^2 - 2\xi_0 a_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right) + 4\xi_0^2 - 1 \right]; \\ g_3 &= \frac{\omega_0}{K_M K_{vu}} \left[\left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right)^3 - 2\xi_0 b_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right)^2 - \right. \\ &\quad \left. - a_n \left(\frac{\omega_n}{\omega_0} \right) (1 - 4\xi_0^2 - 8\xi_0^3 + 4\xi_0) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (6.54)$$

Здесь коэффициенты a_n и b_n — обобщенные коэффициенты, характеризующие динамику наблюдающего устройства как динамическую систему, которая должна быть устойчивой и не иметь колебательного процесса при оценке параметров привода. Из условия отсутствия колебаний в системе наблюдающего устройства можно выбрать эти коэффициенты, обеспечивающие минимум критерия ИТАЕ: $a_n = 1,75$; $b_n = 2,15$. Так как переходные процессы в наблюдающем устройстве должны протекать быстрее, чем в оцениваемой системе привода, то рекомендуется [6.6] выбирать

$$\frac{\omega_n}{\omega_0} = 1,5 \dots 2,0. \quad (6.55)$$

Практика проектирования таких наблюдающих устройств свидетельствует, что в не-

которых случаях уже при значении указанного отношения, равного 2, могут возникнуть автоколебания. После предварительной аналитической оценки этих коэффициентов подстройки необходимо их уточнить методом математического моделирования.

На рис. 6.14 приведены экспериментальные переходные процессы и частотные характеристики привода, управляющего положением инерционного объекта без регулятора состояния, характеризующиеся высокой колебательностью (в левой части рисунка), и с регулятором состояния, который включал в себя описанное выше наблюдающее устройство (в правой части рисунка).

Приведенные оценки динамики привода с регулятором состояния свидетельствуют об эффективности такого способа коррекции привода, управляющего положением инерционного объекта с малым собственным демпфированием.

6.3. ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕРВОПРИВОДОВ

При разработке трехкаскадных высокоточных следящих приводов повышенной мощности, в которых золотник основного гидрораспределителя, управляющего потоками рабочей жидкости в полости силового гидроцилиндра, перемещается дополнительным сервоприводом, возникает проблема обеспечения стабильности и линейности характеристик сервопривода, особенно в области малых сигналов. В числе факторов, вызывающих нестабильность и нелинейность характеристик сервоприводов можно назвать изменение давления гидропитания и температуры рабочей жидкости или влияние технологического разброса характеристик элементов.

Электрогидравлические усилители мощности типа сопло-заслонка, широко используемые в электрогидравлических сервоприводах, весьма чувствительны к изменению давления подачи рабочей жидкости и существенно ухудшают свои характеристики при уменьшении давления подачи, особенно в области малых сигналов. В то же время многие системы приводов требуют сохранения их эффективной работы и стабильности характеристик при переменном давлении питания.

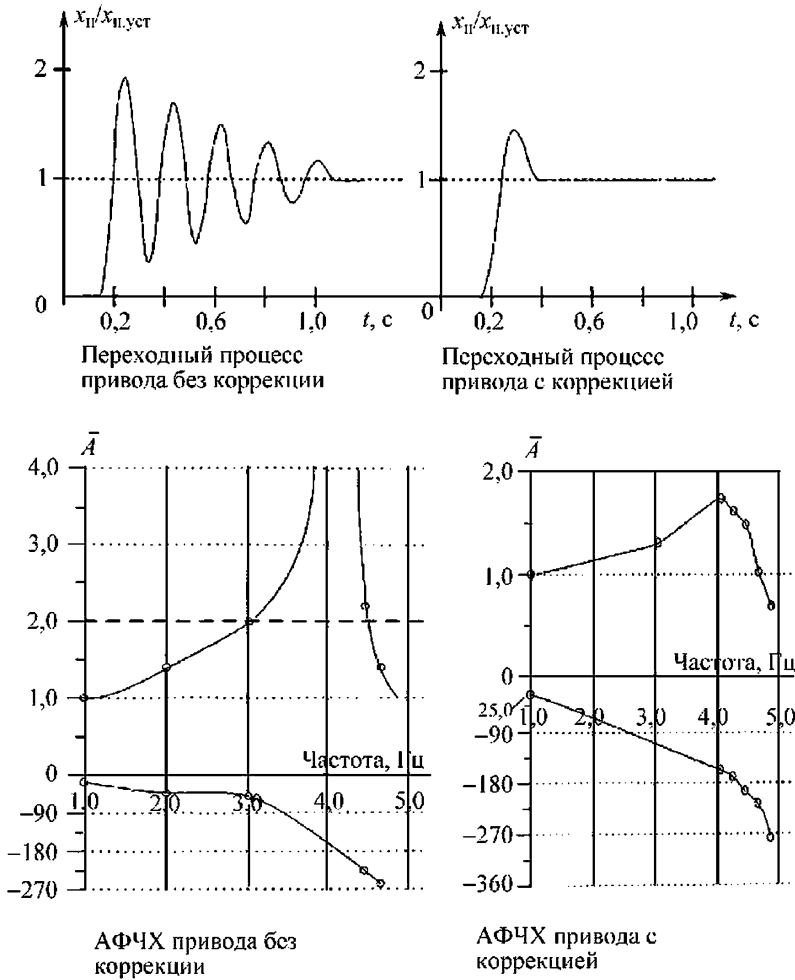


Рис. 6.14. Экспериментальные динамические характеристики следящего привода, управляющего инерционным объектом:

слева — переходный процесс и амплитудно-фазовая частотная характеристика привода без коррекции; справа — то же, с регулятором состояния, использующим наблюдающее устройство; \bar{A} — относительная амплитуда перемещения выходного звена

Одним из главных требований, предъявляемых к авиационным приводам, является воспроизведение управляющих сигналов малой амплитуды, составляющей часто < 0,2 % от максимального перемещения поршня, и обеспечение определенных требований к частотным характеристикам привода в области таких малых сигналов при изменении давления подачи. Практически это означает необходимость точного воспроизведения заданного закона управления приводом при амплитуде 0,05...0,1 мм, т.е. соизмеримой с зоной нечув-

ствительности в условиях воздействия нестабильных конструктивных и эксплуатационных факторов.

Указанная задача в настоящее время в основном решается технологическими методами, связанными с повышением точности изготовления деталей и стабилизацией режимов работы электрических цепей. Однако возможности указанных методов ограничены.

В связи с внедрением в состав рулевых приводов цифровых вычислителей появляется реальная возможность повышения стабильно-

сти характеристик приводов путем включения в сервопривод цифровой модели, которая обладает желаемыми динамическими свойствами в области малых сигналов.

При этом могут быть существенно снижены требования к точности изготовления гидравлических элементов и обеспечены требуемые характеристики привода при более широких изменениях условий эксплуатации привода. Рассмотрим кратко эту возможность.

В качестве теоретической основы построения цифрового регулятора сервопривода предлагается принцип инвариантности систем, предложенный акад. Б.Н. Петровым [6.8], а его эффективность оценивается с позиции возможности повышения стабильности характеристик сервопривода при появлении зоны нечувствительности в сервоприводе, соизмеримой с амплитудой управляющего сигнала, и переменной условий эксплуатации, которые имитируются изменением давления подачи.

Реализация указанного принципа на аналоговых электронных элементах существенно увеличивает аппаратную сложность электронной части привода и снижает степень его безотказности. Поэтому в силу ряда объективных и субъективных факторов аналоговая реализация принципа инвариантности в электрогидравлических следящих сервоприводах предыдущих поколений гидроприводов не получила развития, несмотря на принципиальную эффективность метода.

В настоящее время в связи с широким использованием цифровых микроконтроллеров в системах следящих приводов инвариантная структура сервопривода может быть реализована алгоритмически в виде программы микроконтроллера. При этом аппаратная сложность электронной части привода, а следовательно, и его безотказность практически не увеличиваются.

Структурная схема следящего сервопривода с модельным электронным цифровым каналом, показанная на рис. 6.15, допускает сравнительно простую алгоритмическую реализацию в микроконтроллере. Однако при этом обязательно выполнение некоторых условий, налагаемых возможностью реализации принципа инвариантности. Одно из этих условий было получено при выводе структурной схемы: в структурной схеме необходимо наличие звена, передаточная функция которого является обратной передаточной функцией модельного звена сервопривода [6.8]. Это звено называется *инверсным*, и его передаточная функция имеет вид

$$W_{инв}(s) = \frac{1}{W_M(s)}, \quad (6.56)$$

где W_M — передаточная функция модельного звена, определяющая желаемые динамические характеристики системы сервопривода.

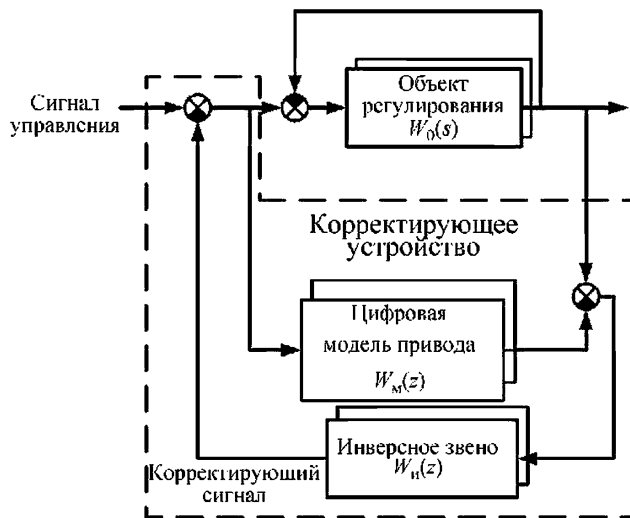


Рис. 6.15. Структурная схема электрогидравлического сервопривода с электронной моделью для повышения стабильности его характеристик

Таким образом, первое условие определило соотношение между передаточными функциями двух звеньев структурной схемы — модельным и инверсным.

Второе условие вытекает из анализа реализуемости принципа инвариантности в исследуемой структурной схеме [6.8].

Внутренние возмущения (эксплуатационные и технологические факторы) могут действовать непрерывно, и для их компенсации необходима непрерывность корректирующего сигнала, а так как сам привод содержит интегрирующие, апериодические, колебательные звенья, то для компенсации возмущений следует подавать корректирующий сигнал, содержащий соответствующие производные координат состояния привода. Практически модельное звено сервопривода должно описываться дробно-рациональной функцией, а порядок его характеристического уравнения, выражающего наиболее существенные динамические свойства объекта коррекции, должен быть не более, чем на единицу меньше порядка уравнения, описывающего объект коррекции.

Введем обозначения: W_n — передаточная функция электрогидравлического следящего привода; W_m — передаточная функция инверсного звена.

Если наиболее существенные динамические свойства объекта коррекции описываются передаточной функцией $W_n(s)$, его упрощенная модель — передаточной функцией $W_m(s)$, а инверсное звено представляется передаточной функцией

$$W_n(s) = 1 / W_m(s), \tag{6.57}$$

то передаточная функция системы сервопривода с регулятором имеет следующий вид:

$$\frac{x_n}{U_{вх}} = W_n(s) \frac{1}{1 + [W_n(s) - W_m(s)] W_n(s)}. \tag{6.58}$$

Представленная передаточная функция (6.58) показывает, что

$$\frac{x_n}{U_{вх}} = W_m(s). \tag{6.59}$$

Таким образом, в идеальном случае динамические характеристики привода с регулятором определяются динамическими характеристиками модельного звена и не зави-

сят от динамических характеристик объекта управления, на свойства которого влияют эксплуатационные и технологические факторы. Поскольку объект коррекции (сервопривод) описывается колебательным или апериодическим звеном, то чистое инверсное звено должно быть форсирующим звеном первого или второго порядка. На практике такое звено практически нереализуемо, поэтому можно лишь приблизиться к условию $W_n(s) \rightarrow 1 / W_m(s)$.

При этом передаточная функция системы привода

$$\frac{x_n}{U_{вх}} = W_n(s) \frac{1}{1 + [W_n(s) - W_m(s)] W_n(s)} \rightarrow W_m(s). \tag{6.60}$$

Структура привода с таким регулятором обеспечивает лишь частичную независимость (до малой величины) от внутренних характеристик привода и внешних параметров. Например, если наиболее существенные динамические свойства сервопривода в линейной области можно представить модельным звеном вида

$$W_m(s) = \frac{K_m}{T_m s + 1}, \tag{6.61}$$

то инверсное звено может быть реализовано следующим образом:

$$W_n(s) = \frac{K_n (T_n s + 1)}{T_{n1} s + 1}, \tag{6.62}$$

где $T_{n1} \ll T_n$; $T_m(s)$ — постоянная времени модельного звена; $T_n(s)$ — постоянная времени инверсного звена; K_n — коэффициент передачи инверсного звена.

Наиболее подходящая область для применения указанного регулятора — приводы, существенные динамические свойства которых описываются уравнением не выше второго порядка. Это ограничение обусловлено простотой реализации инверсного звена. В таких приводах основными нелинейностями, влияющими на процессы управления рулевым приводом, являются зона нечувствительности и ограничение скорости выходного звена. Приведенная к поршню сервопривода масса подвижных частей и эффект сжимаемости рабочей жидкости в полостях его гидроцилиндра практически не оказывают влияния на динамику сервопривода.

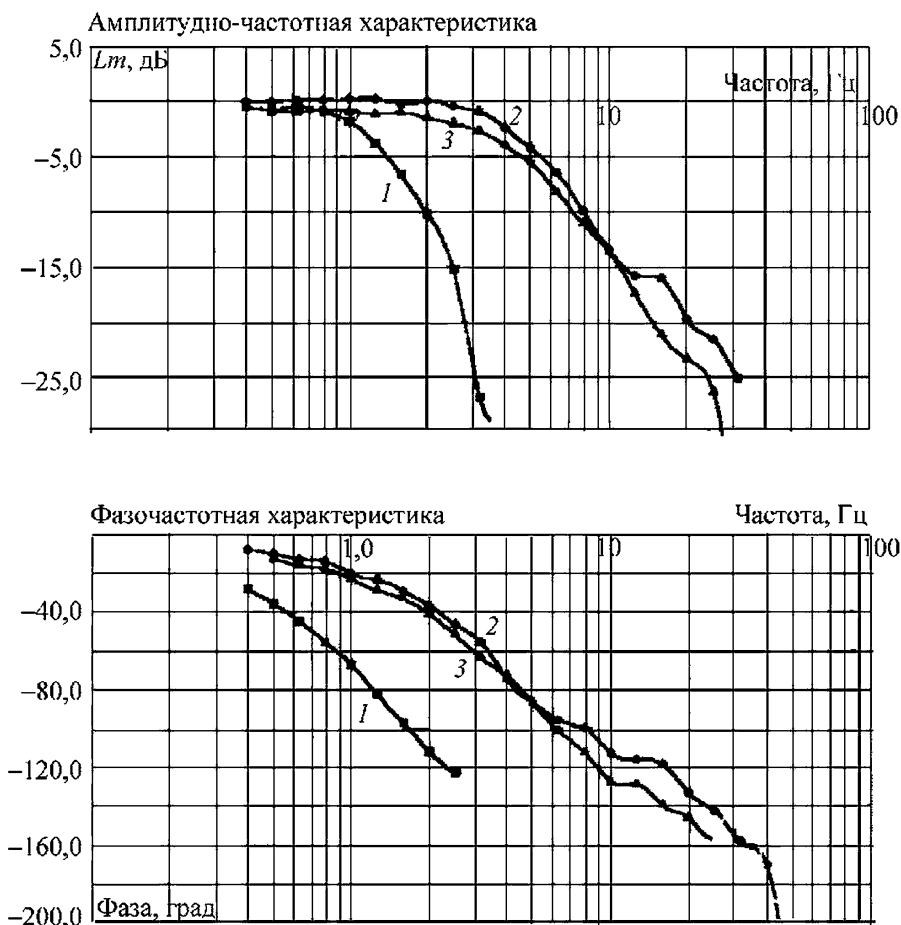


Рис. 6.16. Экспериментальные частотные характеристики электрогидравлического сервопривода с цифровым регулятором, повышающим стабильность характеристик:

1 — частотные характеристики сервопривода с пониженным давлением подачи (10 МПа); 2 — то же с номинальным давлением подачи (21 МПа); 3 — то же, с пониженным давлением подачи (10 МПа), но с цифровым регулятором стабильности характеристик

Результаты экспериментального исследования сервопривода с цифровым регулятором [6.9], схема которого показана на рис. 6.15, приведены на рис. 6.16. В процессе эксперимента оценивалось влияние уменьшения давления подачи сервопривода на его частотные характеристики. Модельное и инверсное звенья реализовывались на цифровом вычислителе с частотой квантования 1000 Гц. Число разрядов — 12.

На рис. 6.16 показаны частотные характеристики сервопривода без регулятора и с ним при амплитуде управляющего сигнала 0,5 % от максимальной амплитуды управляющего сигнала, соответствующей перемещению выход-

ного звена сервопривода на величину $X_n = \pm 4$ мм. Это — минимальная амплитуда, при которой сервопривод электрогидравлического макета рулевого привода без коррекции обрабатывал управляющие сигналы при давлении подачи 10 МПа (кривые 1). Кривая 2 на этом рисунке соответствует сервоприводу без коррекции при давлении подачи 21 МПа. Это — номинальный режим работы сервопривода с амплитудой управляющего сигнала, соответствующей амплитуде перемещения выходного звена $\pm 0,020$ мм. На частоте 1 Гц фазочастотные искажения сервопривода составляют $-22,5^\circ$. При уменьшении давления подачи

с 20 до 10 МПа в сервоприводе без коррекции фазочастотные искажения на частоте 1 Гц составляют $-75,42^\circ$, т.е. увеличиваются примерно в 3,3 раза.

Частотные характеристики сервопривода с цифровым регулятором при давлении подачи 10 МПа представлены кривыми 3 на рис. 6.16. Зависимость фазочастотных искажений, вносимых сервоприводом на частоте изменения управляющего сигнала 1 Гц при различных амплитудах входного сигнала, приведена в табл. 6.1.

6.1. Фазочастотные искажения сервопривода на частоте 1 Гц, град, при изменении давления подачи и амплитуды входного сигнала

Амплитуда входного сигнала, % (мм) от максимального хода поршня	Сервопривод без регулятора		Сервопривод с регулятором $p_n = 10$ МПа
	$p_n = 20$ МПа	$p_n = 10$ МПа	
0,5 (0,020)	-22,54	-75,42	-17,82
1,0 (0,040)	-19,42	-47,65	-14,00
2,5 (0,25)	-16,33	-43,86	-13,45
5,0 (0,2)	-13,91	-29,37	-12,99
10 (0,4)	-11,96	-22,73	-13,32
30 (1,2)	-10,15	-17,58	-13,38
50 (2,0)	-10,16	-16,21	-13,50
100 (4)	-10,59	-16,40	-13,52

Проведенные испытания электрогидравлического сервопривода с цифровым регулятором, придающим сервоприводу свойства квазиинвариантной системы, показывают эффективность регулятора, позволяющего существ-

венно (более чем в 4 раза) уменьшить фазочастотные искажения сервопривода в области малых сигналов (0,5...2,5 % от максимального значения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 6.1. **Константинов С.В., Редько П.Г., Ермаков С.А.** Электрогидравлические рулевые приводы систем управления полетом маневренных самолетов. М.: Янус-К, 2006.
- 6.2. **Ермаков С.А., Карев В.И., Селиванов А.М.** Проектирование корректирующих устройств и электрогидравлических усилителей следящих приводов летательных аппаратов: учебное пособие. М.: Изд-во МАИ, 1990.
- 6.3. **Учебный курс гидравлики.** Т. 2 / Х. Дёр, Р. Эвальд, Й. Хуттер и др. Лор-на-Майне: Изд-во Маннесман Рексрот Гмбх, 1986.
- 6.4. **Кузовков Н.Т.** Модальное управление и наблюдающие устройства. М.: Машиностроение, 1976.
- 6.5. **Guillon M.** L'Asservissement Hydraulique et Electrohydraulique. Т. 2: Dunod, Paris. 1972.
- 6.6. **Schmutz R.** Lageregelung eines servozyylinderantriebes mittels beobachter und lustands // Maschinenbau. 1984. № 11 и 12.
- 6.7. **Towill D.** Analysis and synthesis of feed back compensated third-order control systems via the coefficient plane // The Radio and Electronic Engineering. August 1966.
- 6.8. **Петров Б.Н.** Принцип инвариантности и условия его применения при расчете линейных и нелинейных систем // Тр. первого международного конгресса ИФАК. М.: АН СССР, 1961.
- 6.9. **Ермаков С.А., Константинов С.В., Редько П.Г.** Цифровой регулятор для электрогидравлического сервопривода рулевого привода маневренного самолета // Авионика. 2001. № 2.

Глава 7

АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

7.1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Автономные гидравлические приводы (АГП) используют для работы электрическую энергию и включают в свой состав автономную электрогидравлическую насосную станцию. Применение АГП целесообразно при использовании в системе управления каким-либо объектом или одиночных приводов, или приводов, значительно удаленных от общего энергоисточника. В последнем случае подвод энергии к приводу электрическими кабелями вместо гидравлических трубопроводов питания не только существенно облегчает систему и удешевляет ее изготовление, но и уменьшает потери энергии, повышает надежность системы приводов, а для военной техники — и боевую живучесть машины. Достижимый при этом выигрыш увеличивается, если для обеспечения высокой надежности необходимо использовать резервированную систему энергоснабжения приводов.

В современной авиации, например, все большее значение приобретают малое время и удобство обслуживания системы приводов. Уменьшение длины трубопроводов с их требующими постоянного внимания соединениями или их полная замена электрическими кабелями, соединяющими приводы с общим энергоисточником, существенно удешевляет обслуживание самолета. Система управления с высоконадежными и редко обслуживаемыми АГП, в которых вся гидравлическая автоматика находится в едином корпусе привода, с точки зрения эксплуатирующей организации, практически перестает быть гидравлической.

Часто важной целью применения АГП является повышение энергетических характеристик системы управления. В автономном приводе можно значительно повысить его КПД и другие энергетические параметры по сравнению с аналогичными величинами приводов с централизованным гидропитанием благодаря более эффективному использованию встроенных в привод насосов.

Значение этого фактора существенно возрастает с увеличением установочной мощности приводов, а именно эта тенденция наблюдается при историческом развитии приводов самых разных систем управления, например приводов строительных машин, станков и автоматических механизмов, роботов, рулевых приводов судов и авиалайнеров, скоростных самолетов и военной техники. При этом важно не только сбережение энергии источника питания, но и возможность упрощения и облегчения системы управления путем уменьшения или полного исключения теплообменников, которые призваны рассеивать в пространство затраченную, но не преобразованную в полезную работу приводов энергию.

Перечисленные достоинства АГП делают их весьма желательными при построении систем управления многих промышленных объектов и транспорта. Однако некоторые недостатки АГП сужают область их применения. Общим признаком АГП любой схемы является использование в составе каждого привода электродвигателя, вращающего вал гидронасоса его автономной гидросистемы. Включение в состав привода насосной станции увеличивает размеры АГП и снижает один из главных показателей качества привода — его удельную мощность, т.е. мощность, приходящуюся на единицу массы агрегата.

В системах приводов с централизованным гидропитанием общий насос может приводиться в движение от энергоисточника через сравнительно легкую и компактную механическую передачу. Использование в системе приводов электрогенератора и приводных электродвигателей АГП увеличивает массу системы, экономия массы за счет устранения трубопроводов и необходимой гидроаппаратуры может не компенсировать это утяжеление. Величина падения удельной мощности зависит от качества электродвигателя, в частности от использования в нем редкоземельных материалов, величины напряжения питания и других конструктивных решений, однако при

мощности более нескольких сотен ватт любой современный электродвигатель больше и тяжелее гидравлической машины такой же мощности.

Оценку важности тех или иных показателей различных систем приводов необходимо проводить с учетом всех особенностей транспортного средства или промышленного объекта, например в случае создания современного самолета с общей электрической энергосистемой основная доля значительно уменьшения веса конструкции достигается благодаря улучшению систем кондиционирования, запуска двигателей и др. При этом основными преимуществами использования рулевых АГП являются их высокая надежность, простота и дешевизна обслуживания и соответствие общей идеологии энергосистемы самолета.

В течение XX в. АГП прошел длинный путь развития. Его активное совершенствование продолжается и в настоящее время. Известно много конструктивных схем АГП, однако можно выделить несколько основных принципиальных схем, для которых характерны различные способы регулирования скорости выходного звена привода. При рассмотрении этих схем ограничимся группой электрогидравлических следящих приводов, в которых положение выходного звена привода задается величиной электрического управляющего сигнала (напряжения), а точное воспроизведение заданного движения выходного штока обеспечивается работой замкнутого контура с отрицательной обратной свя-

зью по положению выходного звена привода. Такие приводы легко встраиваются в автоматизированные и автоматические системы управления и в наибольшей степени отвечают современным требованиям к техническим объектам.

7.2. АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Работа АГП с дроссельным регулированием скорости в наибольшей степени совпадает с работой аналогичного привода с централизованным гидроснабжением. Принципиальная схема автономного гидропривода показана на рис. 7.1.

Приводной электродвигатель ЭД вращает вал нереверсивного нерегулируемого насоса Н с постоянной скоростью, подача насоса Q_n и давление p_n на его выходе практически не зависят от управляющего напряжения $U_{вх}$ и величины силы сопротивления на выходном штоке гидроцилиндра ГЦ. Температурные изменения внутреннего замкнутого объема жидкости и возможные ее утечки из гидравлического контура привода компенсируются баком с подвижной стенкой — гидрокомпенсатором ГК. На схеме показан газогидравлический компенсатор, однако возможно применение гидрокомпенсатора пружинной конструкции. Давление газа или жесткость пружины гидрокомпенсатора обеспечивает заданный нижний уровень давления

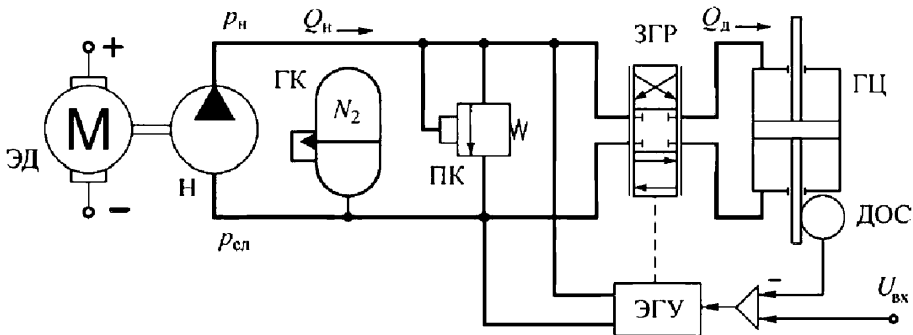


Рис. 7.1. Принципиальная схема автономного гидропривода с дроссельным регулированием скорости выходного звена:

ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ГК — гидрокомпенсатор; ЗГР — золотниковый гидрораспределитель; Н — насос; ПК — переливной клапан; ЭГУ — электрогидравлический усилитель; ЭД — электродвигатель

$p_{сн}$ в приводе. Необходимый уровень давления подачи насоса ($p_n - p_{сн}$) поддерживается переливным клапаном ПК.

Скорость v перемещения штока определяется расходом жидкости Q_d , выходящим из золотникового гидрораспределителя ЗГР:

$$v = Q_d / S_n, \quad (7.1)$$

где S_n — эффективная площадь поршня ГЦ.

ЗГР представляет собой систему четырех синхронно регулируемых дросселей золотникового типа, включенных по схеме гидравлического мостика. Конструктивно ЗГР обычно выполняется в виде плоского или цилиндрического золотника, смещение плунжера которого X от нейтрального положения в одну или другую сторону синхронно открывает окна одной или другой пары дросселей. Площадь открытой части окна дросселя, имеющего прямоугольную форму в плане, и расход на выходе ЗГР пропорциональны смещению плунжера:

$$Q_d = \mu B [X - X_e \text{sign}(X)] \sqrt{\frac{2}{\rho} \times \sqrt{0,5 |p_n - p_{сн} - p_d \text{sign}(X)|}}, \quad (7.2)$$

где μ — коэффициент расхода жидкости в окне дросселя; B — ширина открытого дросселирующего окна; ρ — плотность жидкости; X_e — начальное перекрытие кромок окна дросселя; p_d — перепад давления на поршне гидроцилиндра.

Смещение X плунжера ЗГР задается электрогидравлическим усилителем (ЭГУ), в состав которого входят электромеханический преобразователь и вспомогательный пропорциональный гидроусилитель:

$$X = K_{ЭГУ} K_y (U_{вх} - K_{ДОС} Y), \quad (7.3)$$

где K_y — коэффициент усиления электрического усилителя-сумматора; $K_{ЭГУ}$ — коэффициент передачи ЭГУ; $U_{вх}$ — управляющее напряжение привода; $K_{ДОС}$ — коэффициент передачи ДОС; Y — смещение штока гидроцилиндра от нейтрального положения.

Работа замкнутого контура электрической усилитель-сумматор — ЭГУ — ЗГР — ГЦ — ДОС приводит к тому, что перемещение штока ненагруженного гидроцилиндра происходит до тех пор, пока напряжение датчика обратной связи ДОС не станет равным управ-

ляющему напряжению. В результате действия силы сопротивления P на выходном звене привода отработка приводом заданного положения выходного звена происходит с некоторой ошибкой ΔY :

$$\Delta Y = P / (K_{ДОС} K_y K_{ЭГУ} K_{pX} S_n), \quad (7.4)$$

где K_{pX} — коэффициент усиления ЗГР по давлению.

Таким образом, в дроссельном приводе скорость перемещения выходного звена регулируется путем изменения сопротивления гидравлического тракта между насосом и гидроцилиндром. Для ЗГР характерны высокие значения коэффициента усиления по давлению, поэтому при правильном выборе параметров ЗГР, ЭГУ и электрического усилителя-сумматора такой способ регулирования скорости обеспечивает наименьшие ошибки слежения и самое высокое быстродействие привода среди всех схем.

Выражения (7.1) и (7.2) показывают, что дроссельный привод обладает линейной регулировочной характеристикой $v = f(U_e)$ (U_e — напряжение рассогласования следящего контура, $U_e = U_{вх} - U_{ДОС}$) и параболической формой нагрузочной характеристики $v = f(p_d)$. Максимальный перепад давления в цилиндре равен давлению подачи насоса $(p_d)_{\max} = p_n - p_{сн}$, поэтому эффективная площадь поршня гидроцилиндра выбирается из условия удержания приводом максимальной нагрузки:

$$S_n = p_{\max} / (p_n - p_{сн}). \quad (7.5)$$

В лучшем случае подача насоса равна максимальному расходу на выходе ЗГР; при нагружении привода излишек выходного расхода насоса сбрасывается через переливной клапан. На рис. 7.2 показано, что при этом полезная мощность привода $N_d = Q_d p_d$ образуется после вычитания из мощности выходного потока насоса $N_n = Q_n (p_n - p_{сн})$ потерь в переливном клапане $(Q_n - Q_d)(p_n - p_{сн})$ и потерь $Q_d (p_n - p_{сн} - p_d)$ в дросселях ЗГР.

Кроме названных потерь в автономном приводе происходят потери мощности на питание ЭГУ и в электродвигателе. Наличие больших непроизводительных потерь мощности в гидравлической цепи АГП с дроссельным регулированием скорости (см. рис. 7.3) не только обуславливает низкие значения КПД привода (максимальное значение КПД

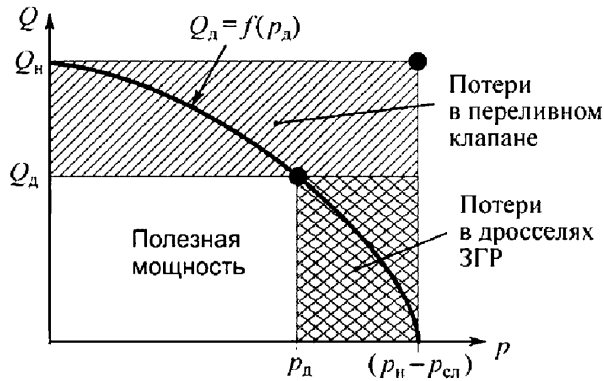


Рис. 7.2. Энергетический баланс в гидросистеме привода с дроссельным регулированием скорости

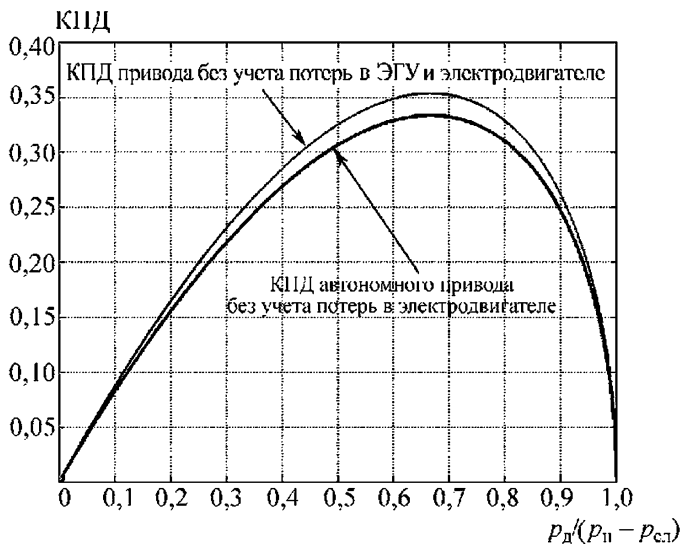


Рис. 7.3. Зависимость КПД гидравлической части автономного привода с дроссельным регулированием скорости от его нагружения при максимальном управляющем сигнале на ЗГР

привода $\leq 30\%$), но и приводит к необходимости включать в его состав мощный теплообменник для поддержания приемлемой температуры.

С учетом низких энергетических характеристик привода с дроссельным регулированием скорости применение АГП такого типа может быть целесообразно лишь при небольшой мощности привода, когда на первый план выходят сравнительная простота, низкая стоимость и хорошие статические и динамические характеристики. В качестве примера можно привести схему, показанную на рис. 7.4.

Особенностью этого привода является сравнительно небольшая мощность, позволившая максимально упростить конструкцию путем использования трехшестеренного насоса 2 со сравнительно низким давлением подачи (5...7 МПа) и небольшой скоростью вращения вала ($< 6000 \text{ мин}^{-1}$), а также замены единого ЗГР синхронным, но отдельным регулированием потоков, поступающих в полости гидроцилиндра 4. Регулирование осуществляется с помощью пары золотниковых плунжеров 3, управляемых электромеханическим преобразователем 7 без промежуточного гидравлического усилителя мощно-

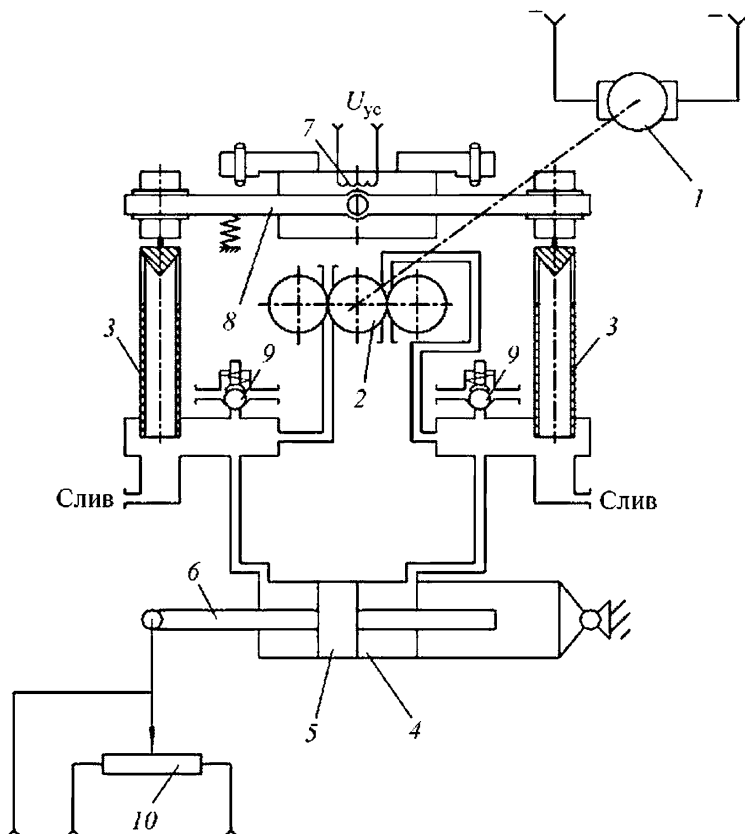


Рис. 7.4. Схема маломощного автономного гидропривода с дроссельным регулированием скорости выходного звена:

1 — электродвигатель; 2 — трехшестеренный насос; 3 — золотниковые плунжеры; 4 — гидроцилиндр; 5 — поршень; 6 — выходное звено привода; 7 — электромеханический преобразователь; 8 — качалка преобразователя; 9 — переливные клапаны; 10 — датчик обратной связи

сти [7.1]. По существу, здесь использованы два насоса, объединенных в единую конструкцию, с давлениями подачи, равными полостным давлениям в гидроцилиндре. Несмотря на особенности схемы и конструкции этого АГП, ему в полной мере присущи общие черты привода с дроссельным регулированием скорости.

7.3. АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ С ОБЪЕМНО-ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Отправной идеей объемно-дроссельного регулирования скорости выходного звена привода является сохранение дроссельного

регулирования в качестве основного способа управления скоростью при дополнительном регулировании подачи насоса с целью устранения потерь мощности в переливном клапане. Принципиальная схема гидропривода показана на рис. 7.5.

Приводной электродвигатель ЭД вращает вал основного неререверсивного насоса N_1 с постоянной скоростью. Насос имеет регулятор подачи, изменяющий его рабочий объем q_n в зависимости от давления на выходе насоса p_n в соответствии с заданной характеристикой $q_n = f(p_n)$, показанной на рисунке. Расход жидкости Q_d и, соответственно, скорость v перемещения штока регулируются золотниковым гидрораспределителем ЗГР, который представляет собой систему четырех

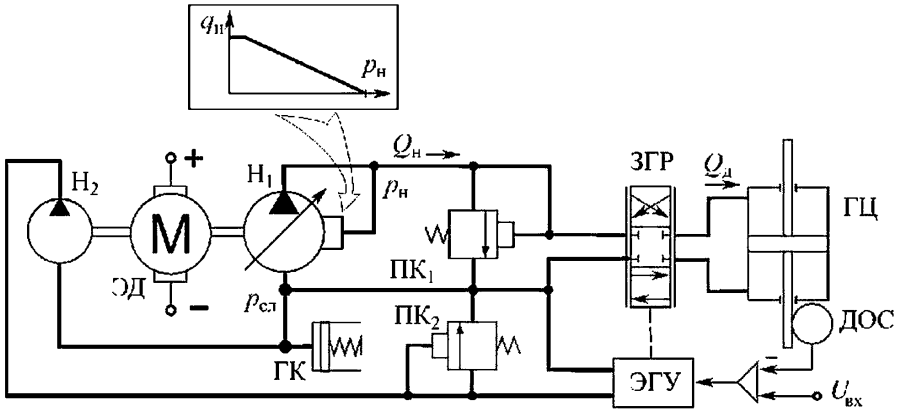


Рис. 7.5. Принципиальная схема гидропривода с объемно-дрессельным регулированием скорости: ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ГК — гидрокомпенсатор; ЗГР — золотниковый гидрораспределитель; Н₁, Н₂ — насосы; ПК₁ — предохранительный клапан; ПК₂ — переливной клапан; ЭГУ — электрогидравлический усилитель; ЭД — электродвигатель

синхронно управляемых дросселей, включенных по мостиковой схеме.

При превышении подачи насоса Q_n над расходом, поступающим в ЗГР (учитывая незначительные утечки в ЗГР, этот расход можно считать равным Q_d), давление нагнетания p_n повышается, а значит, уменьшается подача насоса его регулятором. Работа регулятора насоса приводит к тому, что при установившемся состоянии привода полезный расход на выходе насоса равен расходу, потребляемому гидрораспределителем, $Q_n = |Q_d|$.

Клапан ПК₁ является предохранительным и открывается только в аварийных ситуациях. Изменение текущего значения давления нагнетания зависит от скорости перемещения поршня гидроцилиндра и формы характеристики $q_n = f(p_n)$ регулируемого насоса Н₁.

Для надежного и быстрого перемещения плунжера ЗГР часто используются ЭГУ, состоящие из электромеханического преобразователя и вспомогательного гидроусилителя. Если в процессе работы АГП давление подачи p_n не может опускаться ниже уровня, необходимого для нормального функционирования вспомогательного гидроусилителя, то последний запитывается от основного и единственного насоса (на рис. 7.5 Н₁). В противном случае для питания вспомогательного гидроусилителя устанавливается маломощный дополнительный насос, обозначенный на рис. 7.5 Н₂. Тогда необходимое давление питания вспомогательного

гидроусилителя поддерживается работой переливного клапана ПК₂. Температурные изменения внутреннего замкнутого объема жидкости и возможные ее утечки из гидравлического контура привода компенсируются гидрокомпенсатором ГК.

Величина выходного расхода ЗГР определяется выражением (7.2), в котором давление нагнетания p_n переменное и является функцией от расхода Q_d . Эта функция зависит от формы регулировочной характеристики насоса и выбранных параметров ЗГР.

Влияние регулировочной характеристики насоса на нагрузочные и энергетические характеристики АГП с объемно-дрессельным регулированием скорости можно проследить по рис. 7.6.

Регулировочная характеристика насоса $Q_n = f(p_n - p_{сл})$ обычно состоит из двух участ-

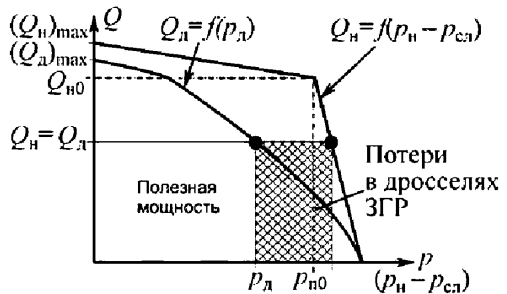


Рис. 7.6. Энергетический баланс в гидросистеме привода с объемно-дрессельным регулированием скорости

ков. Наклон левого участка определяется скольжением скорости приводного электродвигателя под нагрузкой и утечками в насосе; наклон правого, обычно линейного, участка задается выбранными параметрами регулятора подачи насоса. Координаты точки излома регулировочной характеристики насоса $p_{н0}$, $Q_{н0}$. Если выбранные параметры насоса и ЗГР обеспечивают неравенство $(Q_d)_{max} \leq Q_{н0}$, то рабочим участком регулировочной характеристики является только правая ее часть.

При крутом рабочем участке характеристики, когда $p_{н0}$ отличается от максимального давления подачи $(p_n - p_{сл})_{max}$ на несколько процентов, внешние характеристики привода с объемно-дроссельным регулированием становятся похожи на соответствующие характеристики дроссельного привода. В частности, обеспечивается линейная скоростная характеристика АГП, имеют место параболические нагрузочные характеристики с той лишь разницей, что в приводе отсутствуют потери мощности на переливном клапане. Последнее обстоятельство приводит к росту КПД гидравлической части привода.

Теоретически, без учета потерь в ЭГУ и насосе, его максимальное значение может достигать 66 % против 36 % у дроссельного привода. При неподвижном выходном звене привода электродвигатель вращает вал насоса, находящегося под максимальным давлением подачи. В этом режиме мощность, потребляемая приводом

$$(N_{вх})_0 = \frac{(p_n - p_{сл})_{max} (Q_{ут})_{max}}{\eta_{ЭД} \eta_{н.м}}, \quad (7.6)$$

где $(Q_{ут})_{max}$ — максимальный расход утечки в насосе; $\eta_{ЭД}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{н.м}$ — механический КПД насоса.

Из рис. 7.6 видно, что если крутизна рабочего участка регулировочной характеристики насоса небольшая, то падают потери в дросселях ЗГР и, соответственно, улучшается КПД привода. Например, в авиационном рулевом приводе, имеющем максимальное давление нагнетания 21...28 МПа, можно уменьшить давление $p_{н0}$ до 4...5 МПа. При этом максимальное значение КПД гидравлической части привода без учета потерь в ЭГУ и насосе увеличивается до 79 %, а максимальный КПД привода может достигать 70...75 % (см. ниже).

Использование «мягкой» регулировочной характеристики насоса ограничивается тремя обстоятельствами. Во-первых, для обеспечения требуемого диапазона регулирования скорости привода при низких давлениях нагнетания дроссели ЗГР должны иметь достаточно большие рабочие окна. Во-вторых, скоростная характеристика привода становится нелинейной (рис. 7.7) с вытекающими отсюда последствиями, например переменной добротностью замкнутого контура следящего привода. Для компенсации этого недостатка необходимо либо выполнять рабочие окна ЗГР прямоугольной формы в плане, либо вводить в контур управления электрический усилитель с обратной нелинейно-

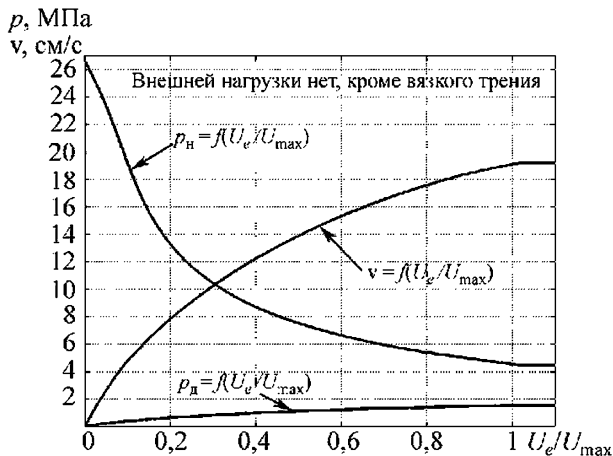


Рис. 7.7. Характеристики холостого хода гидропривода с объемно-дроссельным регулированием скорости при пологом рабочем участке регулировочной характеристики насоса

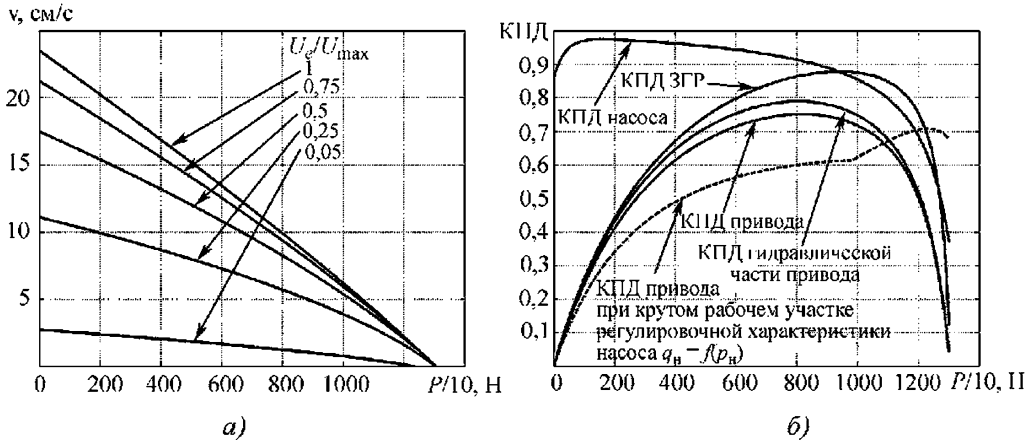


Рис. 7.8. Характеристики гидропривода с объемно-дрессельным регулированием скорости при пологом рабочем участке регулировочной характеристики насоса:

a — механические характеристики; *б* — энергетические характеристики

стью регулировочной характеристики, что возможно при использовании современного цифрового управления.

Третьим недостатком является необходимость решения вопроса питания вспомогательного гидроусилителя ЭГУ, например путем установки вспомогательного насоса H_2 (см. рис. 7.5).

По мере уменьшения наклона рабочего участка регулировочной характеристики насоса механические характеристики привода постепенно меняют форму от параболической до линейной (см. рис. 7.8, *a*). При этом область энергетически наиболее выгодных режимов работы привода смещается к середине диапазона его возможного нагружения, а мощность, потребляемая приводом при неподвижном поршне, не изменяется.

Выбором параметров насоса и ЗГР можно обеспечить настройку привода, когда $Q_{\text{н0}} < (Q_{\text{д}})_{\max} < (Q_{\text{н}})_{\max}$ (см. рис. 7.6). В этом случае рабочий участок регулировочной характеристики насоса распространяется и на ее левую часть, а механические характеристики привода, близкие к предельным, приобретают ломаную выпуклую форму. Соответствующим образом деформируется и кривая зависимости КПД привода от его нагружения (см. пунктирную кривую на рис. 7.8, *б*)

В целом АГП с объемно-дрессельным регулированием скорости выходного звена позволяют получить конструкции с линейными регулировочными характеристиками и относи-

тельно высокими значениями КПД. В этих приводах основным средством регулирования остается ЗГР, имеющий высокие значения коэффициента усиления по давлению. К достоинствам приводов следует отнести их высокие статическую и динамическую жесткость, а также хорошие регулировочные характеристики в области малых сигналов, не уступающие аналогичным параметрам приводов с дрессельным регулированием. При условии обеспечения хорошего быстродействия регулятора подачи насоса приводы демонстрируют высокие динамические характеристики, аналогичные характеристикам дрессельных приводов.

Для снижения веса электродвигателя и насоса стремятся повысить скорость вращения их валов, т.е. поднять быстроходность этих машин. Например, в авиационных АГП используются различные конструкции аксиально-поршневых насосов, имеющих скорости вращения 7000...15 000 мин^{-1} при ресурсе работы 20...30 тыс. ч. Увеличение давления подачи насоса также положительно сказывается на росте удельной мощности гидромашин и приводов в целом.

В настоящее время стандартным давлением в силовой авиационной гидроавтоматике являются уровни 21 и 28 МПа, в наиболее передовых конструкциях используется давление до 35 МПа.

В нейтральном статическом состоянии АГП с объемно-дрессельным регулированием скорости потребляет достаточно большую мощность, что в ряде случаев вызывает труд-

ности с отводом и рассеянием теплоты, выделяемой приводом. К недостаткам приводов этой схемы следует отнести также сложную и дорогую конструкцию регулируемого насоса с высокой удельной мощностью.

Примером интересной практической реализации АГП рассматриваемого типа может служить привод на базе насоса с клапанным-щелевым распределением жидкости, использующийся в системе рулевого управления ряда самолетов [7.2]. Схема этого привода показана на рис. 7.9.

Асинхронный нерегулируемый электродвигатель 9 вращает вал насоса 10 и наклонную шайбу-кинетор 11, на которую опираются поршни-плунжеры 12. При вращении вала пустотелые поршни движутся возвратно-поступательно с постоянной величиной хода, осуществляя циклы всасывания и нагнетания. В каждом из поршней выполнены прямоугольные отверстия 13 (окна), перекрываемые отсечными втулками 14. Все втулки перемещаются звездочкой 15, соединенной с плунжером 18, на один конец которого действует сила 18, на один конец которого действует сила

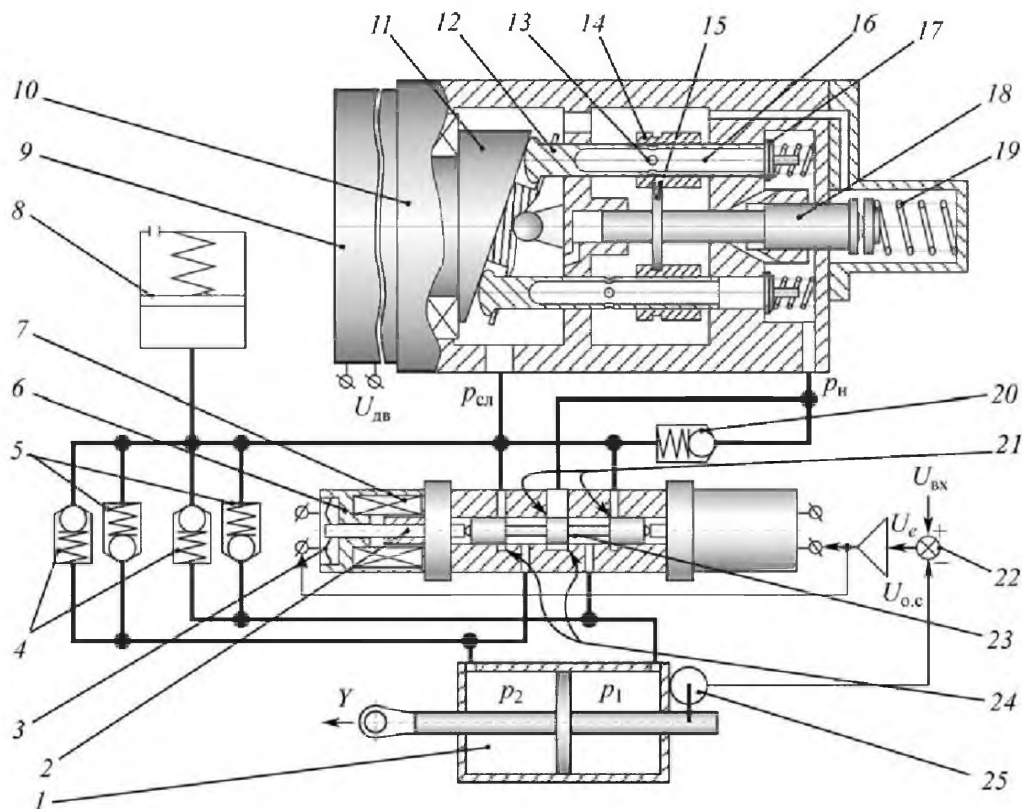


Рис. 7.9. Схема гидропривода с объемно-дроссельным регулированием скорости на базе насоса с клапанным-щелевым распределением жидкости:

1 — гидроцилиндр; 2 — якорь одного из соленоидов; 3 — плоская пружина; 4 — антикавитационные клапаны; 5 — предохранительные клапаны цилиндра; 6 — один из двух электромагнитов электромеханического преобразователя (ЭМП); 7 — обмотки ЭМП; 8 — пружинный гидрокомпенсатор; 9 — электродвигатель; 10 — насос; 11 — шайба-кинетор; 12 — поршни-плунжеры; 13 — окна всасывания; 14 — отсечные втулки; 15 — звездочка; 16 — отверстия заполнения цилиндра; 17 — тарельчатые выпускные клапаны; 18 — плунжер с уступом; 19 — пружина регулятора; 20 — предохранительный клапан насоса; 21 — пара дросселей ЗГР для реверсивного движения нагрузки; 22 — усилитель-сумматор; 23 — четырехщелевой ЗГР; 24 — пара дросселей ЗГР для прямого движения нагрузки; 25 — датчик положения штока привода; $U_{дв}$ — напряжение двигателя

пружины регулятора 19, а на его выступ — сила давления нагнетания насоса.

Положение отсечных втулок 14 регулирует величину эффективного хода поршней, на котором жидкость вытесняется в магистраль нагнетания через тарельчатые подпружиненные клапаны 17, поэтому расход на выходе насоса зависит от положения плунжера 18 и, следовательно, от давления нагнетания.

Так, при малом давлении пружина 19 регулятора подачи смещает плунжер в крайнее левое положение. Окна 13 закрыты втулками 14 почти на всем ходе поршней, что соответствует максимальному рабочему объему насоса и наибольшей его подаче. Если давление подачи максимально, втулки 14 занимают крайнее правое положение и окна 13 остаются открытыми на полном ходе поршней. В этом случае вся жидкость, заполняющая внутреннее пространство плунжера в конце цикла всасывания, выходит в процессе цикла нагнетания обратно в корпус насоса через окна 13 и вытеснения жидкости через клапаны 17 не происходит.

В приводе использован ЗГР 23, плунжер которого перемещается электромеханическим преобразователем на двух магнитах-соленоидах 6. Якорь 2 каждого соленоида подвешен на двух плоских пружинах 3 и имеет обмотки 7 подмагничивания и управления. Обмотки управления двух соленоидов соединены встречно, а подмагничивания — согласно. Якоря 2 соленоидов прижаты к торцам золотника плоскими пружинами. Подача тока подмагничивания уменьшает силы этого прижатия, оставляя плунжер золотника в нейтральном положении. При подаче тока в управляющие обмотки магнитный поток в рабочем зазоре одного соленоида увеличивается, в зазоре другого уменьшается.

Суммарная сила пружин и электромагнитов смещает якоря и плунжер золотника на величину, пропорциональную управляющему сигналу. При положительном смещении плунжера ЗГР открываются окна дросселей 24 и начинается движение выходного звена в прямом направлении. При отрицательном смещении плунжера открываются окна дросселей 21 для реверсивного движения выходного звена.

В состав привода входят также предохранительные клапаны 5, открывающиеся при чрезмерном нагружении привода, и анти-

кавитационные клапаны 4, предотвращающие разрыв жидкости в полостях гидроцилиндра при больших помогающих силах на выходном звене привода. Гидрокомпенсатор 8 обеспечивает избыточное давление 0,3 МПа на входе в насос.

Достоинством конструкции привода является использование малогабаритного насоса с высокой скоростью вращения вала и быстродействующим регулятором его подачи. Отсутствие вспомогательного гидроусилителя для перемещения плунжера ЗГР позволяет обойтись без дополнительного насоса. Это упрощает конструкцию и способствует повышению энергетических показателей привода.

Хотя подтвержденный ресурс привода 30 000 ч, к недостаткам конструкции можно отнести потенциальную опасность снижения ресурса работы насоса из-за возникновения вакуума в камерах цилиндра при обратном ходе поршней, когда подпружиненный клапан 17 уже закрыт, а окно всасывания 13 еще не вышло из отсечной втулки 14.

7.4. АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ С РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РЕВЕРСИВНОГО НАСОСА

Принципиальная схема гидропривода с регулированием скорости выходного звена путем изменения рабочего объема реверсивного насоса показана на рис. 7.10. Здесь регулируемый насос N_1 , вал которого вращается нерегулируемым электродвигателем ЭД, и гидроцилиндр ГЦ связаны замкнутым гидравлическим контуром, скорость перемещения поршня гидроцилиндра целиком определяется величиной и направлением подачи насоса. В литературе приводы такого типа иногда называют *объемными приводами*, или *приводами с объемным регулированием скорости* [7.2–7.4].

Принцип действия привода прост, однако для своей реализации он требует дополнительных элементов и использования достаточно сложных конструкций. При нагружении привода поднимается давление в одной из полостей гидроцилиндра (p_1 или p_2) и, соответственно, давление на выходе насоса. В результате в насосе возникают утечки жидкости из полостей нагнетания через зазоры в объем его корпуса. Корпус соединен со сливной магист-

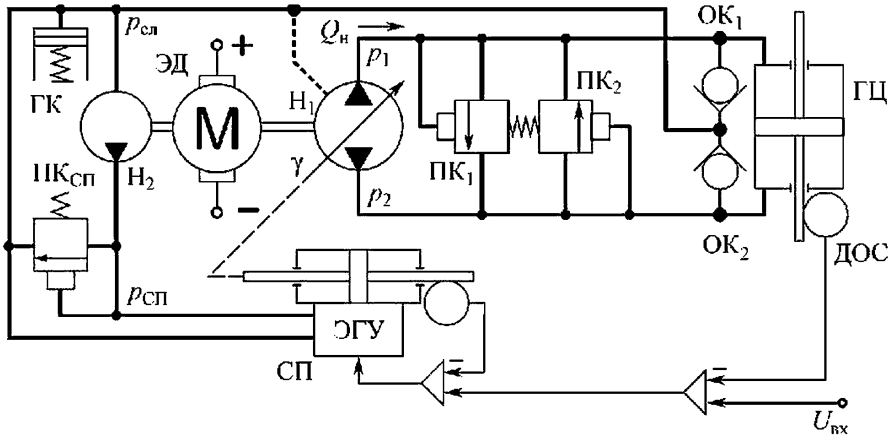


Рис. 7.10. Принципиальная схема гидропривода с регулированием скорости выходного звена путем изменения рабочего объема реверсивного насоса:

ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ГК — гидрокompенсатор; Н₁, Н₂ — насосы; ОК₁, ОК₂ — обратные клапаны; ПК₁, ПК₂ — предохранительные клапаны; ПК_{СП} — переливной клапан; СП — следящий сервопривод; ЭГУ — электрогидравлический усилитель; ЭД — электродвигатель

ралью, поэтому в результате утечек объем жидкости в замкнутом рабочем контуре насос-гидроцилиндр уменьшается, падает давление в пассивной в данный момент полости гидроцилиндра и, значит, на всасывании насоса.

Для восполнения утечки жидкости из рабочего контура он соединен со сливной магистралью через обратные клапаны ОК₁ и ОК₂, которые открываются при падении давления в пассивной в данный момент полости гидроцилиндра ниже давления $p_{сл}$. Клапаны ПК₁ и ПК₂ предохраняют гидросистему привода от забросов давления в результате чрезмерного нагружения привода. Для компенсации температурного расширения жидкости и поддержания минимального давления в гидросистеме привода используется гидрокompенсатор ГК.

В качестве реверсивного регулируемого насоса часто применяются роторно-поршневые насосы регулируемой производительности. Они имеют множество реализаций, в том числе таких, в основе которых лежит схема поворота люльки или упорной шайбы насоса для изменения его подачи. Такой поворот часто требует достаточно большой силы (в несколько десятков килограммов). Поэтому для точного регулирования подачи насоса используются встроенные в насос или внешние специальные следящие сервоприводы, поворачивающие управляющий валик насоса на нужный угол γ .

На рис. 7.10 производительность насоса Н₁ регулируется электрогидравлическим следящим сервоприводом СП, для питания которого в АГП предусмотрена вспомогательная гидросистема малой мощности. С целью упрощения конструкции в ней используется насос постоянной производительности Н₂, давление подачи которого $p_{СП}$ поддерживается переливным клапаном ПК_{СП}.

На рис. 7.11 приведен пример конструкции регулируемого аксиально-поршневого насоса. В ней вращение вала 4 насоса с помощью шлицевого соединения 13 передается блоку цилиндров 1 с поршнями 9. Башмаки 10 поршней скользят по поверхности опорного диска 11. При повороте управляющего валика 15 и люльки 12 опорного диска на некоторый угол β поршни начинают совершать возвратно-поступательное движение относительно блока цилиндров. При углах $\beta < 18^\circ$ ход поршней h , а вместе с ним и подачу насоса можно считать пропорциональными углу β .

Каждый из поршней в течение одной половины оборота блока цилиндров 1 совершает цикл сжатия жидкости, а в течение другой — ее всасывание. Выходные отверстия цилиндров 8 одну половину оборота блока цилиндров соединяют через серпообразную шель 19 в корпусе насоса с его первым выходным каналом, другую — через вторую серпообразную шель 19 со вторым выходным

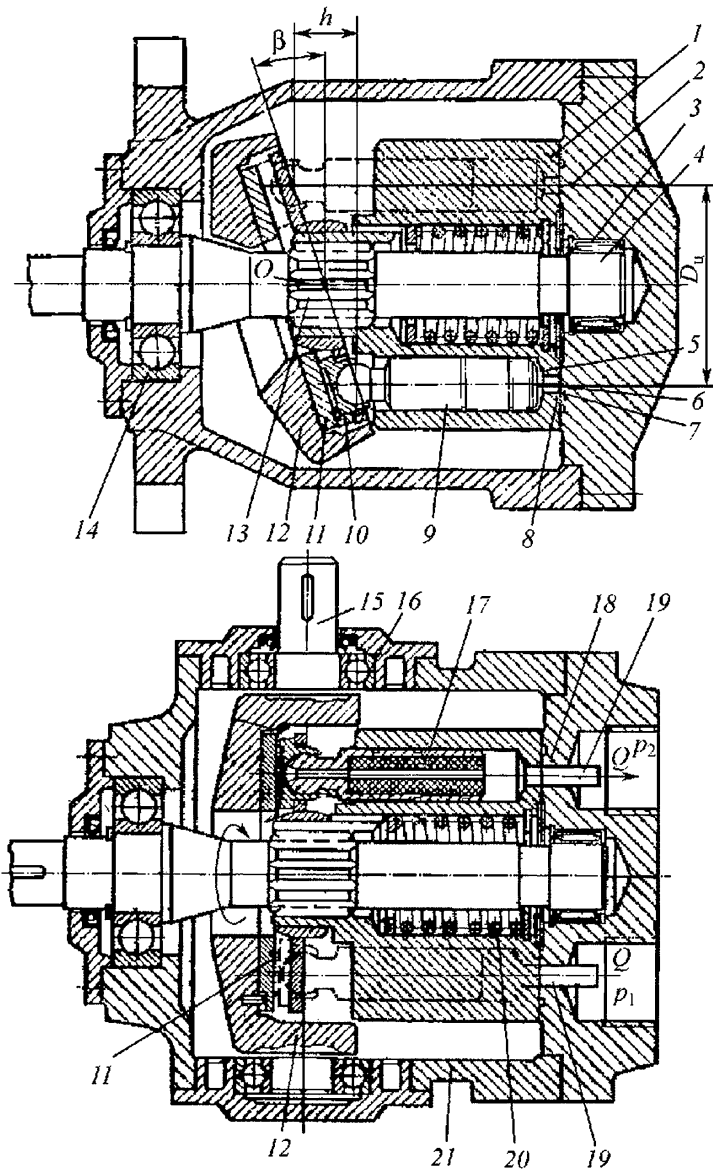


Рис. 7.11. Конструкция аксиально-поршневого насоса с регулированием рабочего объема посредством изменения угла наклона диска:

1 — блок цилиндров; 2 — ось цилиндра; 3 — роликовый подшипник; 4 — вал насоса; 5 — торец поршня; 6 — остаточный объем цилиндра; 7 — опорная поверхность блока цилиндров; 8 — выходное отверстие цилиндра; 9 — поршень; 10 — башмак поршня; 11 — опорный диск; 12 — люлька диска; 13 — шлицевое соединение вала с блоком цилиндров; 14 — подшипник вала; 15 — управляющий валик; 16 — подшипник валика; 17 — вставка поршня; 18 — крышка; 19 — серповидные щели; 20 — пружина поджатия блока цилиндров; 21 — корпус

каналом. При изменении знака угла β меняется направление перекачивания жидкости насосом.

Важной особенностью работы привода с объемным регулированием скорости является то, что при его нагружении давление изменяется только в одной из двух полостей гидродвигателя. Это снижает статическую и динамическую жесткость привода в 1,4 раза по сравнению со случаем симметричного изменения давлений в обеих полостях, как это происходит в приводе с дроссельным регулированием скорости. Коэффициент передачи объемно-го привода равен

$$K_{pu} = K_{qu} / K_{yt}, \quad (7.7)$$

где K_{qu} — коэффициент передачи привода по расходу; K_{yt} — коэффициент утечки насоса.

Эта величина значительно ниже аналогичного коэффициента дроссельного привода, что также приводит к снижению статической жесткости объемного привода.

В рабочем контуре привода с объемным регулированием скорости отсутствуют функциональные дросселирующие элементы, поэтому он обладает наиболее высокими среди АГП значениями КПД, которые достигаются уже при небольших нагрузках. На рис. 7.12, б показана зависимость максимального КПД объемного привода без учета потерь в сервоприводе регулирования подачи насоса и вспомогательной гидросистеме его питания. Максимальный КПД гидравлической части

привода может достигать 80...85 %, а всего привода — 70...75 %.

В дроссельных приводах, а также приводах с объемно-дроссельным регулированием скорости и крутой регулировочной характеристикой насоса высокое давление подачи насоса поддерживается постоянно, что учитывается при разработке уплотнений и расчете элементов конструкции на усталостную прочность. В приводах с объемным регулированием скорости (как и во всех других типах АГП, которые будут рассмотрены ниже) высокое давление развивается только во время значительного его нагружения. Суммарное время таких режимов работы привода часто бывает невелико по сравнению с общим ресурсом работы привода. В результате износ уплотнений и усталость материала конструкции привода заметно снижаются. Это позволяет либо увеличить ресурс работы, либо снизить вес конструкции, увеличивая расчетную величину максимального давления в приводе.

Приводы с объемным регулированием скорости нашли широкое применение в промышленности, на наземном и водном транспорте. Однако приводам такого типа присущи некоторые недостатки, среди которых можно назвать:

- сложность конструкции регулируемых насосов, обеспечивающих высокую точность реверсивного регулирования подачи;
- сравнительно низкое качество отработки малых сигналов управления, вызван-

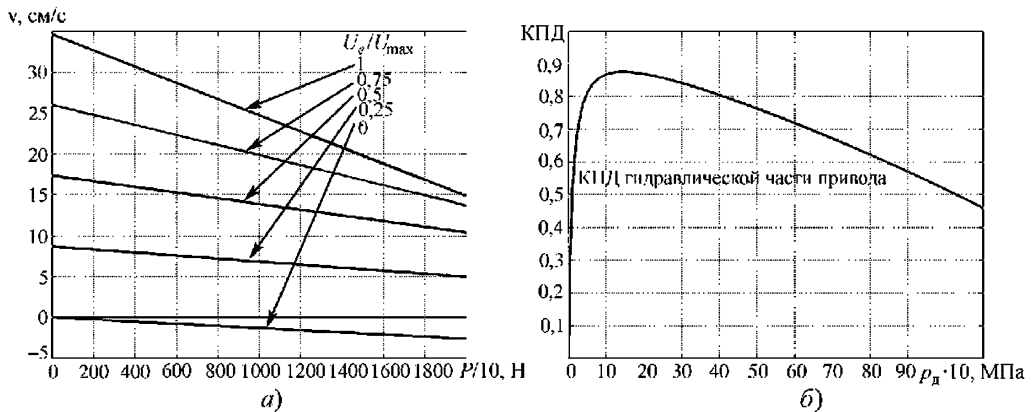


Рис. 7.12. Характеристики АГП с регулированием скорости выходного звена путем изменения рабочего объема реверсивного насоса:

а — механические характеристики; б — характеристика КПД гидравлической части привода

ное тем, что при таких сигналах полезный выходной расход насоса является малым остатком после вычитания из теоретической подачи насоса нестабильной величины утечек жидкости, зависящей от температуры, износа деталей, вибрации, нагрузки на привод, включая трение в гидроцилиндре и насосе;

- уменьшенную по сравнению с дроссельными приводами статическую жесткость приводов, что объясняется меньшим коэффициентом передачи привода по давлению;

- более низкую динамическую жесткость приводов, вызванную пониженной жесткостью жидкости в полостях гидроцилиндра из-за малого давления в полостях слабонагруженного привода, соизмеримого с давлением слива.

Кроме того, несмотря на хорошие энергетические характеристики привода относительно рассмотренных ранее схем, в приводе с объемным регулированием скорости остается необходимость отвода теплоты, выделяющейся в насосе, в том числе и при отсутствии входного сигнала ненагруженного привода вследствие сухого и вязкого трения быстровращающегося ротора насоса.

7.5. АВТОНОМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ С ОБЪЕМНО-КЛАПАННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Принципиальная схема гидропривода с объемно-клапанным регулированием скорости показана на рис. 7.13. Нерегулируемый электродвигатель ЭД вращает вал регулируемого нереверсивного насоса H_1 . Скорость выходного звена привода определяется расходом жидкости, поступающей от насоса регулируемой производительности H_2 , а направление движения штока задается ЗГР, переключающим поток жидкости в соответствующие полости гидроцилиндра ГЦ.

Как и в предыдущей схеме, для управления регулятором насоса переменной производительности H_1 используется вспомогательный сервопривод СП, однако здесь сервопривод перемещает также плунжер ЗГР (в общем случае через передаточный механизм с коэффициентом редукции q_{XY}), а с регулятором насоса соединен через блок выделения модуля БВМ (вместо БВМ перемещения штока сервопривода $Y_{СП}$).

Для минимизации потерь мощности в ЗГР окна его дросселей имеют увеличенную площадь, поэтому энергетические характеристики подобного привода очень близки к

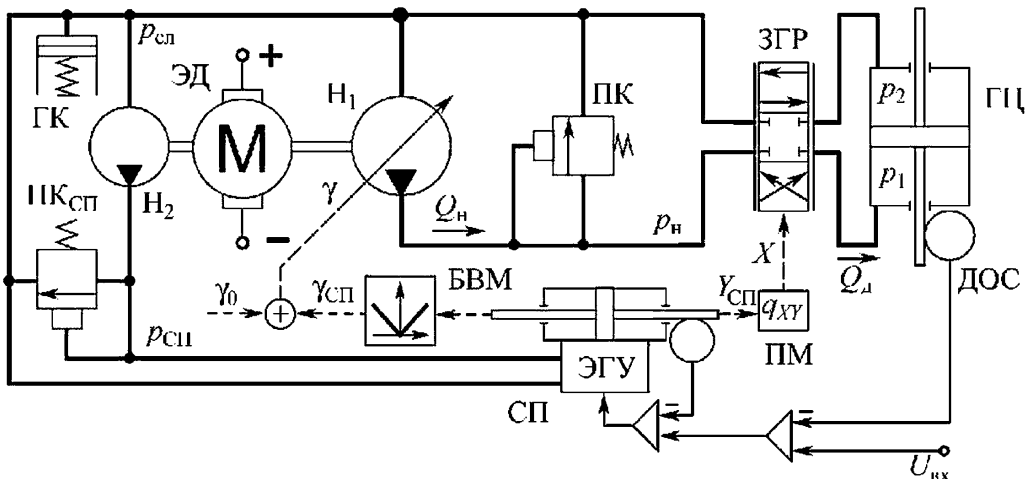


Рис. 7.13. Принципиальная схема гидропривода с объемно-клапанным регулированием скорости: БВМ — блок выделения модуля; ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ГК — гидрокompенсатор; ЗГР — золотниковый гидрораспределитель; H_1 , H_2 — насосы; ПК — предохранительный клапан; ПКСП — переливной клапан; ПМ — передаточный механизм; СП — следящий сервопривод; ЭГУ — электрогидравлический усилитель; ЭД — электродвигатель

аналогичным характеристикам приводов с объемным регулированием скорости. Такая схема не только предусматривает использование в приводе более простых, а в некоторых случаях и более быстроходных нереверсивных насосов регулируемой производительности, но и позволяет поднять начальное давление на входе ЗГР и в полостях гидроцилиндра ненагруженного привода посредством задания некоторой минимальной подачи насоса определенным значением параметра регулирования γ_0 .

Использование начальной минимальной подачи насоса приводит к тому, что в области малых сигналов рассогласования привод работает в режиме дроссельного регулирования скорости, а с увеличением скорости выходного звена переходит на ее объемное регулирование. При этом возрастает чувствительность привода и улучшаются его динамические характеристики при обработке малых сигналов управления.

Примером интересной практической реализации АГП с объемно-клапанном регулированием скорости может служить привод небольшой мощности (~1000 Вт) с регулированием подачи насоса путем ограничения расхода всасывания [7.3]. Схема этого привода показана на рис. 7.14.

Приводной нерегулируемый электродвигатель 3 с высокой скоростью вращает вал плунжерного насоса высокого давления 4 с клапанно-шелевым распределением. Линейный электро-механический преобразователь 6 на основе двух магнитов-соленоидов перемещает

клапан золотника 9, который имеет шесть отсечных кромок и выполняет одновременно две функции: регулятора подачи насоса и золотникового клапана реверса движения гидроцилиндра 8.

При подаче электрического сигнала управления на электро-механический преобразователь 6 клапан золотника 9 смещается в соответствующую сторону и открывает одно из двух крайних рабочих окон золотника, которые выполняют функцию регулятора подачи насоса. Жидкость из гидрокомпенсатора 14 через это отверстие поступает в магистраль всасывания насоса 10. Пройдя через дросселирующие отверстия разгрузочного клапана 13, она приходит в цилиндры насоса.

Размер окон регулятора расхода и отверстий разгрузочного клапана 13 подобран так, что при номинальном давлении в гидрокомпенсаторе максимальный расход через них не превышает производительности нерегулируемого насоса при выбранной скорости враще-

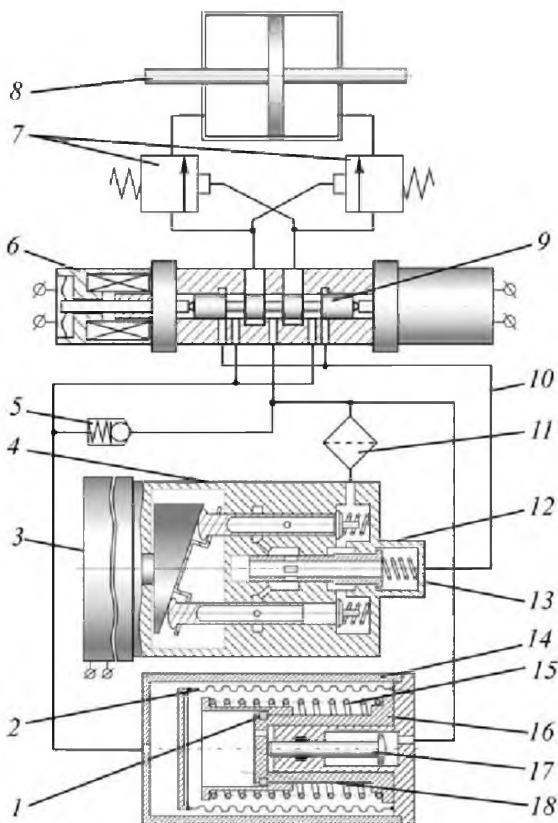


Рис. 7.14. Схема объемно-клапанного привода с регулированием подачи насоса путем ограничения расхода всасывания:

1 — упорное кольцо; 2 — сильфон; 3 — приводной электродвигатель; 4 — насос; 5 — предохранительный клапан; 6 — линейный электро-механический преобразователь; 7 — ограничитель расхода; 8 — гидроцилиндр; 9 — золотниковый плунжер; 10 — магистраль всасывания насоса; 11 — фильтр; 12 — управляющий бурт клапана; 13 — разгрузочный клапан; 14 — гидрокомпенсатор; 15 — пружина; 16 — корпус пружинного узла; 17 — толкатель; 18 — скользящий упор

ния его вала. В результате насос все время работает в режиме голодания, а его фактическая подача целиком определяется открытием окна регулятора подачи. Жидкость из насоса направляется в правую или левую полость гидроцилиндра 8 с помощью клапана реверса, функции которого выполняют четыре отсечные кромки на внутренних окнах золотника 9.

При наличии входного электрического сигнала и значительном нагружении привода соответственно увеличивается давление подачи насоса. Действуя на управляющий бурт 12 разгрузочного клапана 13, оно преодолевает силу сжатия его пружины и смещает плунжер клапана, прикрывая его дросселирующие отверстия. В результате при значительном нагружении привода скорость его выходного звена падает по закону, заданному формой отверстий разгрузочного клапана. Это предотвращает перегрузку электродвигателя по току.

Между золотником и гидроцилиндром установлены ограничители расхода 7. Их дросселирующие окна велики и полностью открыты при давлении в выходных каналах клапана реверса выше некоторой расчетной величины (0,2...0,5 МПа). При наличии входного электрического сигнала и появлении помогающей нагрузки привода давление в соответствующей «активной» полости гидроцилиндра и давление подачи насоса падают, вследствие чего клапан ограничителя расхода 7 в «пассивной» полости гидроцилиндра прикрывает свое отверстие и блокирует чрезмерное нарастание скорости выходного звена привода от действия помогающей нагрузки.

В конструкцию гидрокомпенсатора 14 входят сильфон 2 с жестким дном, толкатель 17 и подвижный пружинный узел, состоящий из корпуса 16, скользящего на нем упора 18 и предварительно зажатой между ними пружины. Во время хранения привода в широком диапазоне температур окружающей среды сильфон отслеживает весь диапазон температурного изменения объема жидкости в приводе, не вступая в контакт с пружинным узлом, что обеспечивает неподвижность и отсутствие износа резинового уплотнения толкателя 17 при длительном хранении привода. При этом давление жидкости в приводе практически равно атмосферному, что гарантирует повышенную надежность обеспе-

чения герметичности при длительном хранении. После включения привода и достижения давлением нагнетания своей минимальной величины толкатель 17 сдвигает корпус пружинного узла влево до упора толкателя в корпус гидрокомпенсатора и удерживает его в этом положении в течение всего времени работы привода.

При этом упор 18 находится в контакте с дном сильфона и, перемещаясь относительно корпуса пружинного узла 16, компенсирует температурное расширение жидкости при работе привода, а предварительно затянутая пружина обеспечивает повышенное до 0,3...0,6 МПа давление в гидрокомпенсаторе.

Рассмотренная реализация АГП с объемно-клапанным регулированием скорости обладает рядом достоинств. Малогабаритный и несложный регулятор подачи насоса, работающий на принципе дросселирования потока всасывания, позволяет использовать компактную и относительно простую конструкцию нерегулируемого насоса. Отсутствие сервопривода поворота шайбы насоса и вспомогательной гидросистемы его питания существенно упрощает привод, снижает его стоимость и вес.

Привод имеет линейную регулировочную характеристику (см. рис. 7.15, а). Благодаря использованию разгрузочного клапана у него возможно желаемое деформирование формы механической характеристики от выпуклой до вогнутой. Наличие ограничителей расхода обеспечивает стабильность скорости выходного звена при помогающей нагрузке (рис. 7.15, б). При работе насоса в режиме голодания его подача не зависит от скорости вращения приводного вала (использование быстроходного насоса диктуется стремлением снизить массу и габаритные размеры привода), что позволяет гарантировать стабильность скоростной характеристики привода в широком диапазоне изменения напряжения на приводном электродвигателе.

Использованный тип АГП с объемно-клапанным регулированием скорости обеспечивает потенциально высокий КПД привода, однако при традиционной реализации, представленной на рис. 7.13, такой КПД достигается при выходной мощности привода >3 кВт вследствие значительных потерь мощности во вспомогательной системе

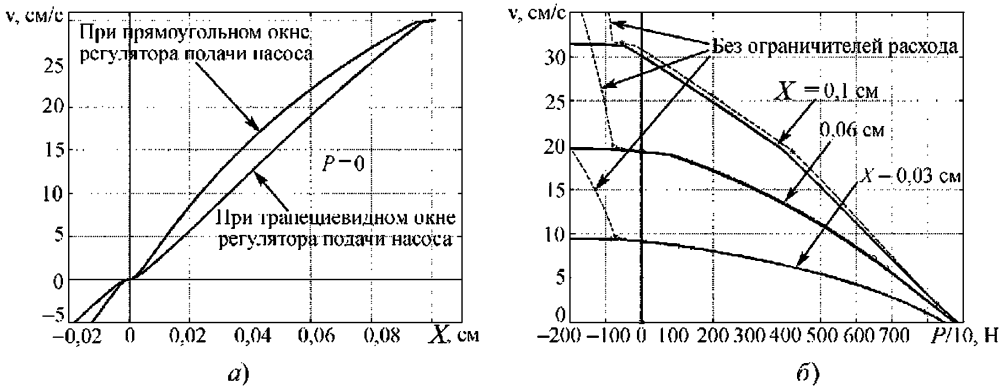


Рис. 7.15. Характеристики гидропривода с объемно-клапанным регулированием скорости: а — регулировочная характеристика; б — механические характеристики

управления наклоном шайбы основного насоса для регулирования его производительности. Выбранный способ регулирования подачи насоса гарантирует малые потери мощности на регулирование скорости привода и высокий КПД привода даже мало-мощных приводов использованного типа (см. рис. 7.16).

Гидрокомпенсатор поддерживает требуемый уровень давления в приводе во время его работы и обеспечивает стабильность характеристик привода при значительном изменении температуры жидкости в нем. В то же время использованная конструкция взводимого гидрокомпенсатора служит гарантией повышенной герметичности привода благодаря снятию избыточного давления в нем во время хранения.

Основным недостатком привода является сниженный ресурс его работы из-за использования режима голодания при работе насоса, поэтому наиболее целесообразно применение подобных приводов в одноразовых аппаратах или устройствах кратковременного действия.

7.6. ЭЛЕКТРОГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

В 90-х годах прошлого века в промышленно развитых странах были достигнуты большие успехи в разработке бесконтактных электродвигателей постоянного тока (БДПТ) и вентильно-индукторных электрических машин, а также силовой электроники, необходимой для их работы. В частности, в элек-

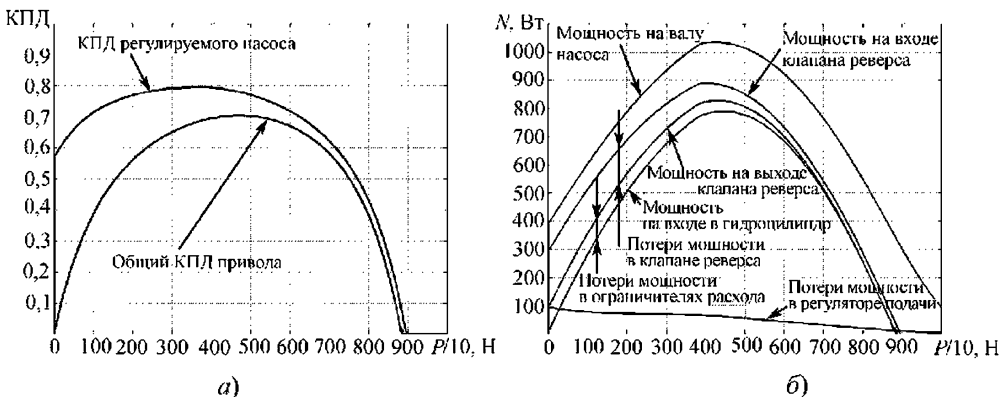


Рис. 7.16. Энергетические характеристики гидропривода с объемно-клапанным регулированием скорости: а — КПД привода и его насоса; б — потери мощности в гидравлической части привода

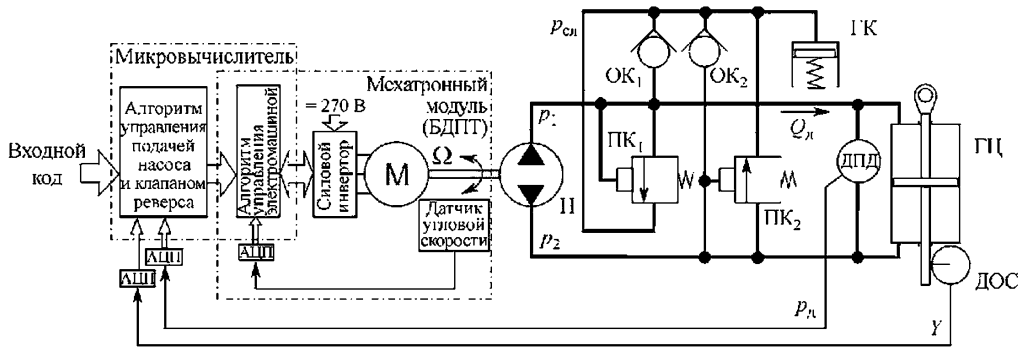


Рис. 7.17. Принципиальная схема электрогидростатического привода:

АЦП — аналого-цифровые преобразователи; ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ДПД — датчик перепада давления; ГК — гидрокомпенсатор; Н — насос; ОК₁, ОК₂ — обратные клапаны; ПК₁, ПК₂ — предохранительные клапаны

трических машинах стали использоваться редкоземельные магнитные материалы с большой магнитной энергией, были созданы высоковольтные твердотельные переключающие элементы на большие мощности, способные коммутировать токи в сотни ампер при напряжении 270...500 В. Одновременно появились высокопроизводительные компьютерные вычислители, способные в реальном масштабе времени управлять скоростью вращения ротора электродвигателей в диапазоне 0...20 тыс. мин⁻¹. В результате были созданы приводы, схема которых показана на рис. 7.17.

Электрогидростатические приводы в общем случае состоят из управляющего микровычислителя, мехатронного модуля и гидростатической передачи, выполненной на основе гидроцилиндра ГЦ и нерегулируемого реверсивного насоса Н, скорость вращения вала которого регулируется электроприводом. Применение гидростатической передачи вместо механического редуктора объясняется тем, что эксплуатационные свойства используемых гидроэлементов хорошо известны конструкторам и вызывают у них высокий уровень доверия как по надежности и отказобезопасности, так и по подтвержденному ресурсу работы в условиях следящего привода [7.4, 7.5].

Мехатронный модуль такого привода включает в себя бесконтактную электрическую машину, силовой инвертор на мощных транзисторных ключах, коммутирующих обмотки электродвигателя, и микровычислитель, управляющий силовыми переключаю-

щими элементами мехатронного модуля на основе информации с датчика угла поворота ротора двигателя. В целом мехатронный модуль является следящей системой, регулирующей скорость вращения ротора пропорционально управляющему сигналу. Для достижения высоких удельных весовых характеристик в силовом инверторе и электромашине используется высокое постоянное напряжение (в эксплуатирующихся авиационных гидростатических приводах 270 В). В состав мехатронного модуля может быть включен преобразователь для получения нужного напряжения из внешней электросети. Алгоритм управления всем исполнительным механизмом следящего привода может выполняться с помощью специального микровычислителя или микровычислителя мехатронного модуля.

Насос и гидроцилиндр связаны замкнутым гидравлическим контуром, скорость перемещения поршня гидроцилиндра целиком определяется величиной и направлением подачи насоса и, следовательно, скоростью вращения вала электродвигателя. При нагружении привода возрастает давление в одной из полостей гидроцилиндра и, соответственно, давление нагнетания насоса. В результате в насосе увеличиваются утечки жидкости из полостей нагнетания через зазоры в объеме его корпуса, соединенного со сливной магистралью.

Для восполнения утечки жидкости из рабочего контура он соединен со сливной магистралью через обратные клапаны ОК₁ и ОК₂, которые открываются при падении дав-

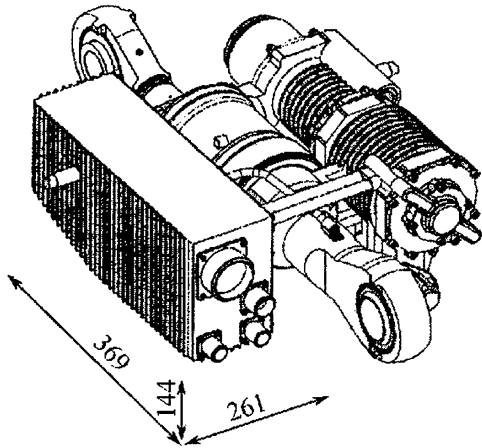


Рис. 7.18. Внешний вид электрогидростатического привода поворота руля самолета и его габаритные размеры

ления в пассивной в данный момент полости гидроцилиндра ниже давления $p_{сд}$. Клапаны ПК₁ и ПК₂ предохраняют гидросистему привода от забросов давления в результате чрезмерного его нагружения. Для компенсации температурного расширения жидкости и поддержания минимального давления в гидросистеме привода используется гидрокомпенсатор ГК. В приводе может применяться датчик перепада давления ДПД в гидроцилиндре для формирования желаемой формы механических характеристик и увеличения жесткости привода.

В качестве примера на рис. 7.18 приведен внешний вид электрогидростатического привода мощностью >3,5 кВт, который состоит из трех основных частей: насосной станции с клапанным блоком, гидроцилиндра и электронного блока.

В электрогидростатическом приводе высокое давление возникает только во время действия больших сил сопротивления на выходном звене, поэтому в случае непродолжительности действия таких режимов работы выбирают увеличенное расчетное значение максимального давления (в современных авиационных приводах ~35 МПа).

Привод обладает линейными скоростными характеристиками с увеличенной по сравнению с дроссельными приводами зоной нечувствительности (рис. 7.19). Это вызвано тем, что привод имеет значительно меньшее значение коэффициента передачи по перепаду давления, чем дроссельный привод, и труднее преодолевает трение в гидроцилиндре и нагрузке.

Кроме того, для начала движения вала электродвигатель должен преодолевать трение в насосе. Для улучшения чувствительности и статической жесткости привода в мехатронном модуле применяют корректирующие обратные связи по скорости вращения вала. Привод обладает свойством рекуперации энергии и имеет линейные механические характеристики, наклон которых зависит от утечек в насосе и скольжения скорости электродвигателя под нагрузкой (рис. 7.20, а).

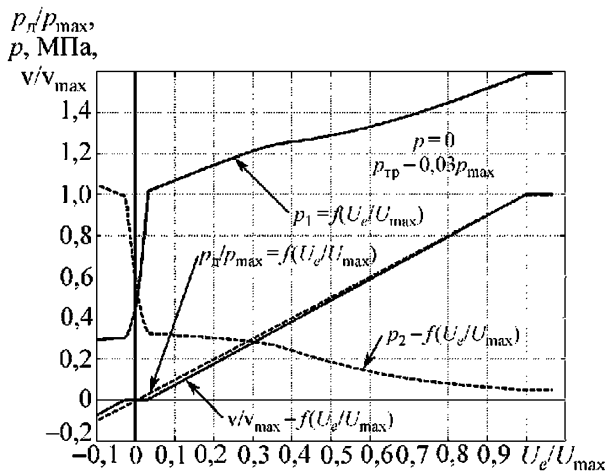


Рис. 7.19. Характеристики ненагруженного электрогидростатического привода

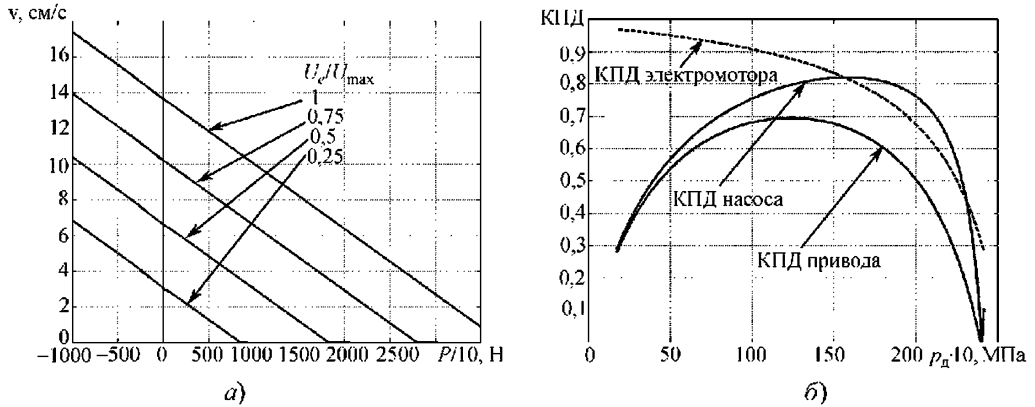


Рис. 7.20. Характеристики электрогидростатического привода:
а — механические характеристики; *б* — КПД привода и его частей

Не имея в своем составе функциональных дроселирующих элементов, электрогидростатический привод обладает относительно высокими значениями КПД, которые зависят от качества насоса и управляемого вентильного электродвигателя (рис. 7.20, б). Максимальный КПД привода достигает 50...70 %. Уникальным качеством электрогидростатического привода является очень малое потребление энергии в неподвижном и ненагруженном состояниях (рис. 7.21, а). Минимальная мощность, потребляемая приводом, зависит от качества электронного блока управления его электродвигателем.

Приводам такого типа присущи некоторые недостатки, среди которых можно назвать:

- относительно низкую удельную мощность, вызванную дополнительной массой электронного блока управления электродвигателем (удельная мощность авиационного электрогидростатического привода мощностью 4,5...8 кВт составляет 115...168 Вт/кг без учета массы электронного блока управления и 78...118 Вт/кг с ее учетом [7.4]);
- сравнительно низкое качество обработки малых сигналов управления (1...4 % от максимального сигнала);
- уменьшенную по сравнению с дросельными приводами жесткость приводов, вызванную меньшим коэффициентом передачи привода по давлению;
- ухудшенные по сравнению с дросельными приводами динамические качества, в ча-

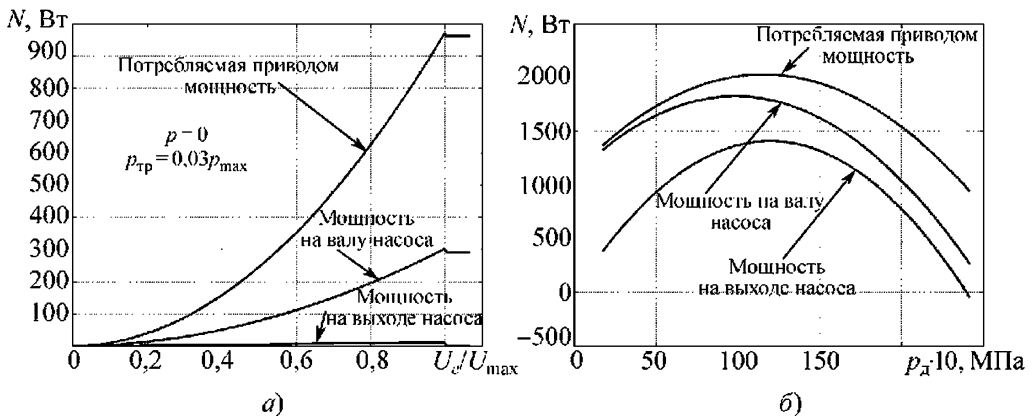


Рис. 7.21. Энергетические характеристики электрогидростатического привода:
а — при холостом ходе; *б* — при нагружении привода

стности более узкую полосу пропускания частот привода, вызванную инерционностью нагруженного электродвигателя [7.4].

7.7. АВТОНОМНЫЕ ПРИВОДЫ С КОМБИНИРОВАННЫМ СПОСОБОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Принципиальная схема этого привода приведена на рис. 7.22. Он является развитием электрогидростатического привода и также содержит электронные блоки микровычислителя и силового инвертора, обеспечивающих работу бесколлекторного электродвигателя постоянного тока БДПТ, нереверсивный нерегулируемый насос Н, гидроцилиндр ГЦ и гидрокомпенсатор ГК.

Кроме того, в нем установлены золотниковый клапан реверса, управляемый линейным электродвигателем ЛЭД, и электрические датчики перепада давления ДПД на входе и выходе клапана реверса. Привод замкнут позиционной обратной связью с помощью датчика положения штока гидроцилиндра ДОС.

Клапан реверса управляется микровычислителем с помощью линейного электродвигателя таким образом, что смещение золотника клапана пропорционально сигналу рассогласования следящего привода. Рабочие окна клапана реверса имеют большую площадь, обеспечивающую малый (порядка нескольких десятых долей мегапаскаля) перепад давления

на полностью открытых окнах даже при максимальной подаче насоса.

При больших и средних сигналах рассогласования следящего привода управляющий микровычислитель задает скорость вращения электродвигателя пропорционально абсолютной величине сигнала рассогласования. В результате при значительных открытиях окон клапана абсолютная величина скорости выходного звена привода регулируется преимущественно подачей насоса, которая, в свою очередь, управляется скоростью вращения вала электродвигателя, т.е. работа привода похожа на работу электрогидростатического привода с той лишь разницей, что электродвигатель и насос работают в нереверсивном режиме, а изменение направления движения штока гидроцилиндра осуществляется переключением клапана реверса.

При малых сигналах рассогласования следящего привода управляющий микровычислитель регулирует скорость вращения электродвигателя и, соответственно, подачу насоса таким образом, что поддерживает давление питания клапана реверса на некотором минимальном уровне. При этом скорость выходного звена привода регулируется системой золотниковых дросселей клапана реверса при его малых открытиях подобно тому, как это происходит в дроссельном приводе.

Итак, способ регулирования скорости выходного звена меняется в зависимости от величины рассогласования следящего привода.

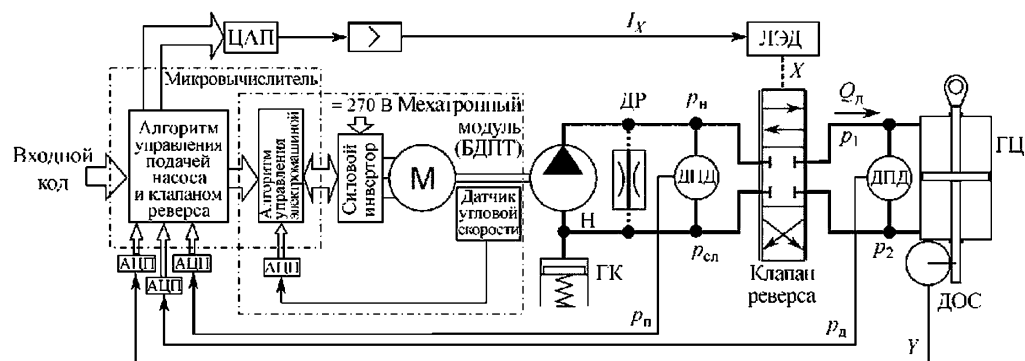


Рис. 7.22. Принципиальная схема привода с комбинированным способом регулирования скорости выходного звена:

АЦП — аналого-цифровые преобразователи; ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи; ДПД — датчики перепада давления; ДР — перепускной дроссель; ГК — гидрокомпенсатор; ЛЭД — линейный электродвигатель; Н — насос; ЦАП — цифроаналоговый преобразователь

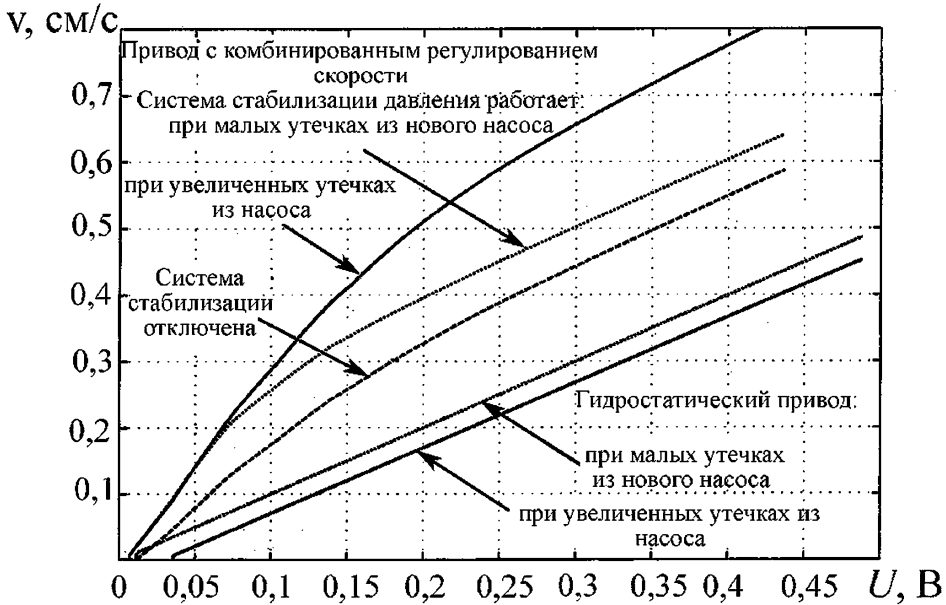


Рис. 7.23. Сравнение регулировочных характеристик привода с комбинированным регулированием скорости и электрогидростатического привода в области малых управляющих сигналов

да. Эту целенаправленно использованную и специальным образом организованную смену способов регулирования можно назвать *комбинированным способом регулирования скорости выходного звена* [7.6, 7.7].

Комбинированное регулирование скорости выходного звена привода обеспечивает обработку больших и средних сигналов рассогласования привода с малыми потерями мощности, близкими к минимальным потерям при объемном способе регулирования. Малые сигналы рассогласования (порядка нескольких процентов от максимального), когда потребляемая приводом мощность мала и энергетические показатели не столь важны, переводят привод в режим дроссельного регулирования, для которого характерны максимальная чувствительность и минимальные ошибки воспроизведения заданного движения.

При таком управлении не требуется качественного регулирования скорости БДПТ в области очень малых скоростей и удается использовать в приводе более простые и дешевые неревверсивные насосы. Можно сказать, что при комбинированном регулировании скорости гидравлическая часть привода не просто выполняет функции редуктора, а пол-

ностью реализует весь свой потенциал для улучшения характеристик привода.

Датчик перепада давления на входе клапана реверса используется для стабилизации настройки привода при изменении температуры рабочей жидкости и износе деталей насоса. Аналогичный датчик на выходе клапана нужен для формирования желаемых механических характеристик привода.

В некоторых случаях требуется обеспечение высоких показателей АГП при работе на очень малых управляющих сигналах (0,1...1 % от максимального), например статической и динамической точности, жесткости привода. Эти качества особенно важны, например, для рулевых приводов современных летательных аппаратов, оснащенных автоматической системой стабилизации полета.

Привод с комбинированным регулированием скорости позволяет получить высокую чувствительность (рис. 7.23) и улучшенные динамические характеристики (рис. 7.24) АГП при сохранении энергетических показателей на уровне электрогидростатического привода и существенном снижении требований к насосу и качеству мехатронного модуля.

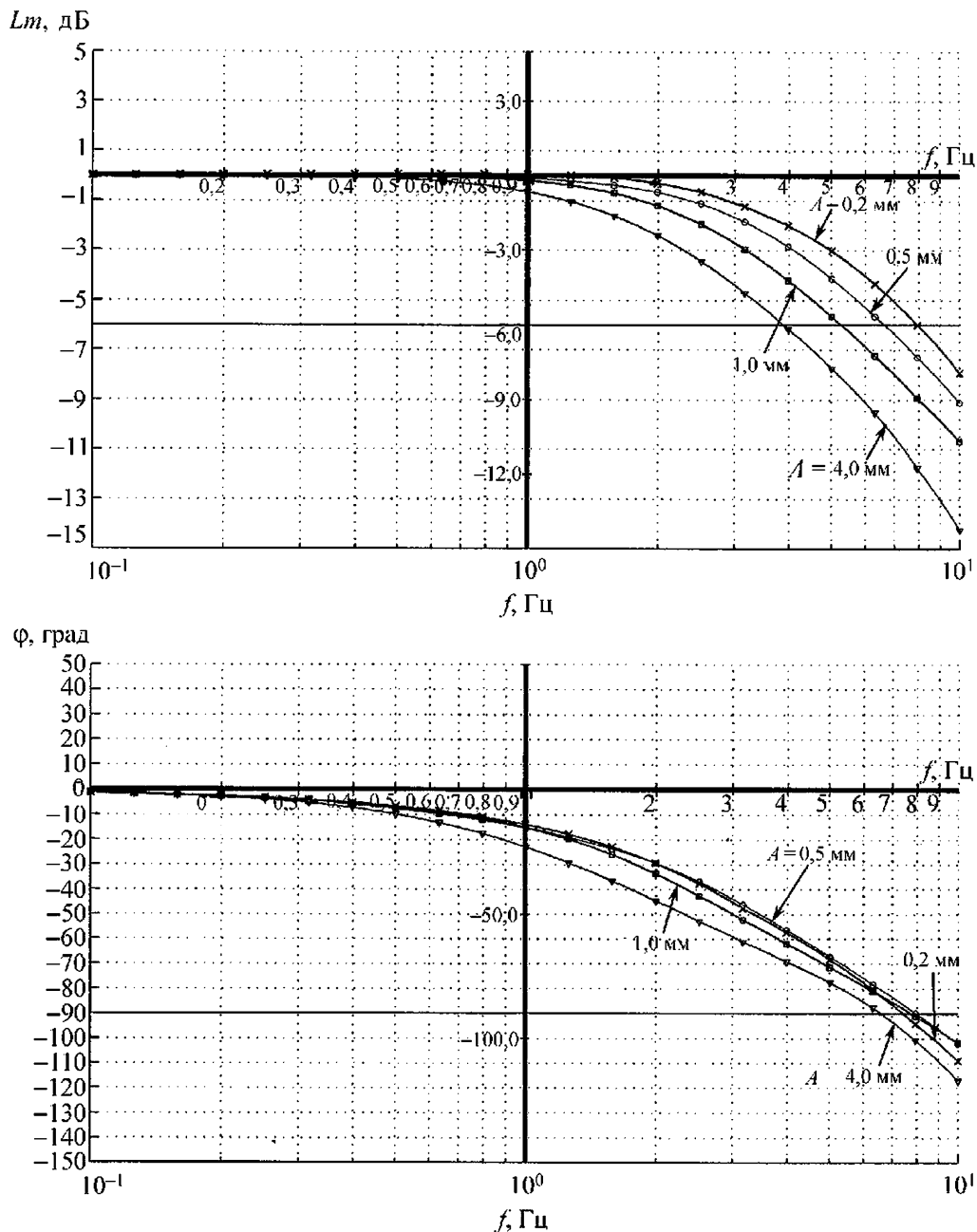


Рис. 7.24. Частотные характеристики привода с комбинированным способом регулирования скорости при различных амплитудах A перемещения выходного звена

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 7.1. **Боровин Г.К., Малышев В.Н., Попов Д.Н.** Математическое моделирование и оптимальное проектирование автономных электрогидравлических приводов. М.: Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2003. № 33.
- 7.2. **Редько П.Г.** Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов. М.: Янус-К; ИЦ МГТУ «Станкин», 2002.
- 7.3. **Редько П.Г., Амбарников А.В., Ермаков С.А. и др.** Гидравлические агрегаты и приводы систем управления полетом летательных аппаратов: информационно-справочное пособие. М.: Олита, 2004.
- 7.4. **Оболенский Ю.Г.** Управление полетом маневренных самолетов. М.: Филиал Воениздата, 2007.
- 7.5. **Кушнерёв В.В.** Авиационные системы приводов с единым электрическим источником энергоснабжения: аналитический обзор информационных материалов. М.: ИЦ МАИ, 2004.
- 7.6. **Константинов Г.С., Митриченко А.Н., Петров В.Н. и др.** Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолетов // Полет. 2008. № 1.
- 7.7. **Редько П.Г., Селиванов А.М., Тычкин О.В. и др.** Автономный электрогидравлический привод с комбинированным управлением скоростью выходного звена: пат. на изобретение № 2305210 // Изобретения. Полезные модели. 2007. № 24.

Глава 8

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

8.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При проектировочных расчетах электрогидравлических распределителей, широко применяемых в виде электрогидравлических усилителей в силовых приводах, исходными данными являются:

- схема принятой системы силового привода;
- массогабаритные характеристики и прочие особенности объекта управления;
- требуемые энергетические и кинематические характеристики исполнительных гидродвигателей привода.

Кроме того, к важным показателям относятся наибольшая нагрузка и характер ее изменения, а также скорость перемещения выходных звеньев исполнительных гидродвигателей, быстродействие или допустимый темп изменения расхода и давления, условия эксплуатации и обслуживания привода [8.1].

Данные по изменению расхода и давления электрогидравлического распределителя необходимы для составления уравнений движения и вычисления сил или моментов, требуемых для управления распределителем. Динамические характеристики накладывают ряд ограничений на конструкцию этого устройства. При расчете устройства определяют также число витков и силы тока управляющей катушки электромеханического преобразователя (ЭМП). В свою очередь, оценку требуемого изменения тока управления при заданном напряжении используют при проектировании электронной части системы управления.

8.2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗОЛОТНИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

В общем случае площадь $S_{\text{ш}}$ проходного сечения окна (щели) гидравлического распределителя связана с энергетическими параметрами исполнительных гидродвигателей.

При вращательном или поворотном движении (рис. 8.1, а) выходных звеньев исполнительных гидродвигателей

$$S_{\text{ш}} = \frac{M \alpha}{\Delta p_p t_p \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_{p,p})}}. \quad (8.1a)$$

При поступательном движении выходного звена исполнительного гидродвигателя (рис. 8.1, б):

$$S_{\text{ш}} = \frac{P L}{\Delta p_p t_p \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_{p,p})}}. \quad (8.1б)$$

В этих выражениях M — наибольший вращающий момент; α — угол поворота выходного звена за заданное расчетное время t_p ; p_n — давление питания на входе в распределитель; $\Delta p_p = p_{p,p} - p_{p,с.л}$ — перепад давления в рабочих полостях исполнительного гидродвигателя; $p_{p,p}$ — давление в напорной полости исполнительного гидродвигателя (здесь $p_{p,с.л}$ — давление в его сливной полости); L — перемещение поршня гидроцилиндра за расчетное время t_p ; μ — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей среды.

Когда максимальное значение вращающего момента M не зависит от направления движения выходного звена, эффективные площади гидроцилиндра равны между собой ($S_{\text{ш1}} = S_{\text{ш2}} = S_{\text{ш}}$). В этом случае при перемещении поршня в гидроцилиндре можно полагать, что расход Q_n жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра, равен расходу жидкости, которая сливается из другой полости, т.е. $Q_n = Q_{с.л}$.

Если режим работы гидропривода в каком-то одном и противоположном направлениях одинаков, то площади рабочих окон распределителя (напорного окна S_n и сливного $S_{с.л}$) должны быть одинаковыми, поэтому

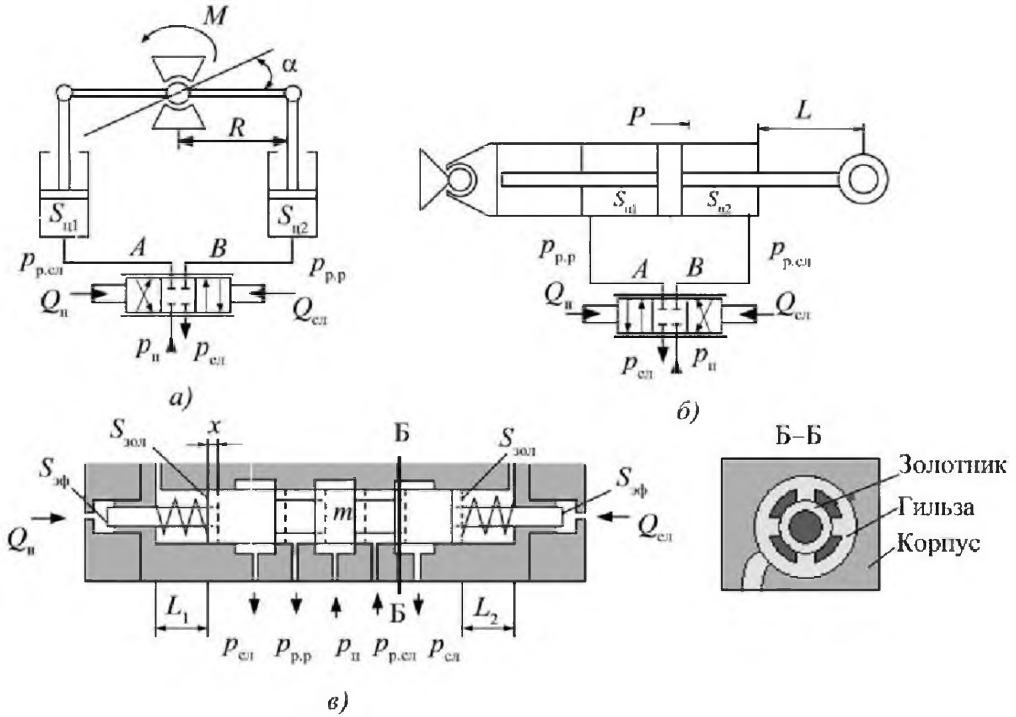


Рис. 8.1. Гидравлическая схема исполнительного двигателя с поворотным выходным звеном (а), то же, с поступательным движением выходного звена (б); расчетная схема гидравлического распределителя (в):

$Q_n, Q_{сл}$ — расходы жидкости, управляющие золотником; $S_{эф}$ — эффективная площадь каналов управления; $S_{зол}$ — площадь золотника; A, B — каналы к исполнительным механизмам

$$\mu S_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{р.п})} = \mu S_{сл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{р.сл} - p_{сл})}, \tag{8.2}$$

где p_n — давление жидкости на входе в гидравлический распределитель; $p_{р.п}$ — то же, в напорной полости гидроцилиндра; $p_{р.сл}$ — то же, в его сливной полости; $p_{сл}$ — давление жидкости на выходе из гидравлического распределителя.

Из уравнения (8.2) следует, что

$$P_n + P_{сл} = P_{р.п} + P_{р.сл}. \tag{8.3}$$

В то же время перепад давления в рабочих полостях гидроцилиндра определяется нагрузкой на выходное звено и коэффициентом запаса k_3 на перегрузку:

$$P_{р.п} - P_{р.сл} = k_3 \frac{M}{R S_{ц}}, \tag{8.4}$$

где R — плечо механизма, управляемого гидрориводом (см. рис. 8.1, а).

Уравнения (8.3) и (8.4) позволяют найти следующее:

$$P_{р.п} = 0,5 \left(P_n + P_{сл} + k_3 \frac{M}{R S_{ц}} \right); \tag{8.5}$$

$$P_{р.сл} = 0,5 \left(P_n + P_{сл} - k_3 \frac{M}{R S_{ц}} \right). \tag{8.6}$$

Необходимый объем жидкости, который должен поступать в напорную полость гидроцилиндра площадью $S_{ц}$ за время t_p при повороте вала механизма, управляемого гидрориводом, на угол α , должен удовлетворять уравнению

$$\frac{k_3 M \alpha}{t_p (P_{р.п} - P_{р.сл})} = \mu S_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{р.п})}. \tag{8.7}$$

Из уравнений (8.4), (8.5) и (8.7) следует, что

$$S_{\text{ц}} = \frac{S_{\text{ц}} R \alpha \sqrt{\rho}}{t_p \mu \sqrt{p_{\text{п}} - p_{\text{сн}} - k_3 \frac{M}{R S_{\text{ц}}}}}, \quad (8.8)$$

где $S_{\text{ц}}$ — площадь цилиндра.

В каждом конкретном случае, исходя из технического задания, определяют или подбирают необходимые характеристики.

По найденному значению $S_{\text{ц}}$ выбирают диаметр золотника распределителя. На основе принятой конструкции втулки и золотника устанавливают их длину и находят массу золотника вместе с перемешающимися с ним элементами.

При выборе диаметра золотника задаются желаемым продольным перемещением золотника вдоль оси, что позволяет определить поперечный размер окна в направлении, перпендикулярном к оси золотника. Этот размер выбирают обычно вблизи половины периметра золотника, что дает возможность исключить защемление рабочих кромок золотника кромками гильзы в случае изменения внутренних напряжений и деформации этих элементов. Длина поперечного размера окна разделяется на части. Это делается с целью устранения влияния на ось золотника поперечных реактивных сил потоков жидкости, протекающей через эти окна. На рис. 8.1, в показано поперечное сечение гильзы, разделенное на четыре части.

Длина золотника выбирается с учетом расположения уплотнительных колец между корпусом и гильзой. Это позволяет в первом приближении оценить массу золотника. Заданное техническим условием время $t_{\text{зол}}$ переключения золотника из центрального положения в крайнее дает возможность определить наибольшие значения скорости и ускорения переключения золотника ($\dot{x}_{\text{зол}}$ и $\ddot{x}_{\text{зол}}$).

После выбора размеров золотника можно составить математическую модель золотникового распределителя.

Исходя из закона сохранения энергии, для перемещения золотника на некоторую величину Δx потребуется подвести некоторое количество энергии $\mathcal{E}_{\text{пол}}$, которую можно оценить с помощью силы, действующей на торцы золотника, т.е. $\mathcal{E}_{\text{пол}} = (p_1 S_1 - p_2 S_2) \Delta x$. В общем случае площади S_1 и S_2 могут быть не равны между собой. Одна часть этой энергии (энергия \mathcal{E}_c) будет затрачиваться на преодо-

ление сил сопротивления движению золотника на пути Δx , другая ($\mathcal{E}_{\text{ин}}$) — на преодоление инерции золотника, а еще одна ($\mathcal{E}_{\text{упр}}$) — на компенсацию упругих деформаций:

$$\mathcal{E}_{\text{пол}} = \mathcal{E}_c + \mathcal{E}_{\text{ин}} + \mathcal{E}_{\text{упр}}. \quad (8.9)$$

Энергия \mathcal{E}_c определяется силами сопротивления P_c , которые не зависят от времени, а также силами жидкостного трения $P_{\text{ж}}$, критичными к скорости движения $P_{\text{ж}} = k_{\text{ж}} \dot{x}$, где $k_{\text{ж}}$ — коэффициент силы жидкостного трения — обычно принимают равным 0,15...0,2 Н·с/м; гидродинамическими силами $P_{\text{г.д}}$, вызванными прохождением потока через рабочие окна распределителя.

Рассмотрим эти три силы (P_c , $P_{\text{ж}}$, $P_{\text{г.д}}$). Силы трения в распределителе, как и в любом устройстве, в котором поверхность одного тела перемещается относительно поверхности другого, подчиняется известному закону трения, причем сила трения покоя $P_{\text{п}}$ значительно больше силы трения при движении. В момент начала движения она падает и с увеличением скорости возрастает практически пропорционально скорости движения. В гидравлической аппаратуре сила трения покоя может быть значительно больше из-за возникновения боковых прижимающих сил.

8.3. РАСЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ В ЗОЛОТНИКОВОЙ ПАРЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Рассмотрим цилиндрический золотник, к которому подведена жидкость под давлением $p_{\text{п}}$ (см. рис. 8.1, в).

Поверхности золотника и втулки смазываются рабочей жидкостью (рис. 8.2). На границе твердой и жидкой фаз в результате атомарного и молекулярного взаимодействия сред образуется граничный (адсорбционный) слой, свойства которого кардинально изменяются по сравнению с жидкостью, находящейся вдали от стенки. Тонкие граничные слои масел, начиная с толщины порядка десятых долей микрометра, приобретают механические свойства, совершенно отличные от тех, которые масло имеет на расстоянии от граничной поверхности. Вблизи твердой поверхности приграничный слой масла приобретает повышенные упругость и прочность. Для притертых поверхностей толщина граничного слоя может составлять 200...300 Å, т.е. 0,02...0,03 мкм [8.3].

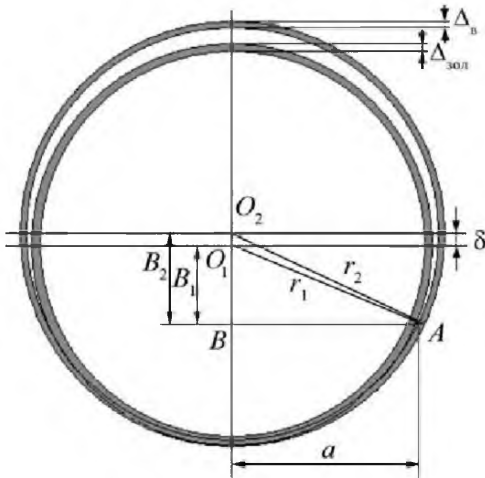


Рис. 8.2. К расчету силы, прижимающей золотник ко втулке:

Δ_B , $\Delta_{\text{зол}}$ — приграничные слои втулки и золотника; δ — эксцентриситет ($\delta = B_2 - B_1$); r_1 и r_2 — радиусы золотника и гильзы; O_1 — ось золотника; O_2 — ось гильзы

Если положить, что внутренняя поверхность втулки и наружная золотника имеют одинаковую толщину граничного слоя, то пятно контакта, обусловленное деформацией граничных слоев, можно считать в первом приближении равным $2aL$, где L — протяженность контактирующих поверхностей вдоль оси; a — расстояние между деформациями граничных слоев. В этом случае силу трения покоя $P_{\text{п}}$ можно принять следующей:

$$P_{\text{п}} = \mu_{\text{тр.п}} 2aLp,$$

где $\mu_{\text{тр.п}}$ — коэффициент трения покоя; $2aL$ — пятно контакта; p — рабочее давление в зазоре.

Рассмотрев треугольники, представленные на рис. 8.2, и выразив величину a через деформацию граничных слоев в предположении, что диаметр золотника и втулки на несколько порядков больше суммарной деформации граничных слоев втулки и затвора, которые можно принять равными между собой, получим следующее выражение:

$$P_{\text{п}} = \mu_{\text{тр.п}} L p d_{\text{зол}} \sqrt{\frac{\Delta}{\delta} \left(2 - \frac{\Delta}{\delta} \right)}.$$

Здесь $d_{\text{зол}}$ — диаметр золотника; Δ — суммарная деформация граничных слоев;

δ — эксцентриситет между осью золотника и гильзой.

Если полагать, что процесс деформации граничных слоев близок к линейному, то среднее уменьшение величины одного граничного слоя $\Delta_{\text{ср}}$ можно принять равным

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_{\text{гр}} p}{E_{\text{м}}},$$

где $\Delta_{\text{гр}}$ — толщина одного граничного слоя; $E_{\text{м}}$ — модуль упругости жидкости в граничных слоях.

Силу сопротивления началу движения золотника с учетом упругости приграничных слоев золотника и гильзы можно определить из выражения

$$P_{\text{п}} = \mu_{\text{тр.п}} L p_{\text{уп}} d_{\text{зол}} \sqrt{\frac{2 \Delta_{\text{гр}} p_{\text{уп}}}{\delta E_{\text{м}}} \left(2 - \frac{2 \Delta_{\text{гр}} p_{\text{уп}}}{\delta E_{\text{м}}} \right)}, \quad (8.10)$$

Здесь данные принимает разработчик:

- $\mu_{\text{тр.п}}$ — коэффициент трения сдвига (трения покоя), $\mu_{\text{тр.п}} = 0,1 \dots 0,2$, а при относительном движении поверхностей высокой твердости при смазке $\mu_{\text{тр.дв}} = 0,05 \dots 0,08$ [8.4];
- L — протяженность контактирующих поверхностей между золотником и гильзой;
- $p_{\text{уп}}$ — давление в уплотнительных зазорах золотника и гильзы;
- $\Delta_{\text{гр}}$ — толщина одного граничного слоя жидкости между золотником и гильзой, $\Delta_{\text{гр}} = 0,01 \cdot 10^{-6}$ м [8.3].

Коэффициент трения покоя для стальных поверхностей высокой твердости при смазке можно принимать $\mu_{\text{тр.п}} = 0,1 \dots 0,12$, а при относительном движении поверхностей высокой твердости при смазке $\mu_{\text{тр.дв}} = 0,05 \dots 0,08$ [8.4].

Для обеспечения надежной работы гидравлического распределителя обычно сдвигающую силу $P_{\text{с}}$ принимают равной $P_{\text{п}}$.

Гидродинамические силы, которые действуют на золотник в потоке жидкости, протекающей через окна распределителя, можно найти из баланса энергий потока в сечениях 1 и 2 (рис. 8.3). Примем, что потенциальная энергия положения в этих сечениях одинаковая, физико-химические свойства жидкости при прохождении через распределитель не изменяются, а при установившемся потоке благодаря близости сечений разницей в температуре можно пренебречь. Тогда уравнение баланса энергии \mathcal{E}_p , вызванной действием сил давления, и кинетиче-

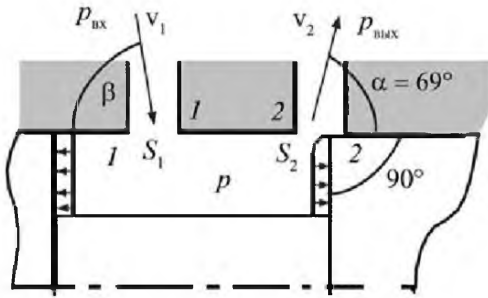


Рис. 8.3. Направления потоков жидкости в окнах золотникового распределителя

ской энергии \mathcal{E}_k потока можно представить в следующем виде: $(\mathcal{E}_{p1} - \mathcal{E}_{p2}) = (\mathcal{E}_{k2} - \mathcal{E}_{k1})$, где индексы «1» и «2» относятся к соответствующим сечениям. Записав это равенство через скорость потока, получим

$$v_1 t S_1 p_{вх} - v_2 t S_2 p_{вых} = \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_1 v_1^2}{2}.$$

Здесь $p_{вх}$ и $p_{вых}$ — давление жидкости соответственно на входе в окна и выходе из них.

Взяв производную по скорости v от этого уравнения и с учетом того, что время t_3 , площадь окна S , давление внутри гильзы p и масса жидкости m не зависят от скорости потока, будем иметь

$$t(S_1 p_{вх} - S_2 p_{вых}) = m_2 v_2 - m_1 v_1$$

или

$$t \Delta P = m_2 v_2 - m_1 v_1,$$

где ΔP — результирующая сила от действия потока жидкости на золотник.

Выразив через расход скорость и массу жидкости, проходящую за время t_3 через распределитель, и спроектировав составляющие силы на ось распределителя, получим гидродинамическую силу, действующую на золотник:

$$P_{г.д} = \rho_2 \frac{Q_2^2}{S_2} \cos \alpha - \rho_1 \frac{Q_1^2}{S_1} \cos \beta,$$

где α и β — углы, образованные осью золотника и направлением потоков в сечениях 1 и 2; ρ_1, ρ_2 и Q_1, Q_2 — соответственно плотности и расходы жидкости в сечениях 1 и 2.

Если принять коэффициенты расхода в сечениях 1 и 2 одинаковыми и условиться, что

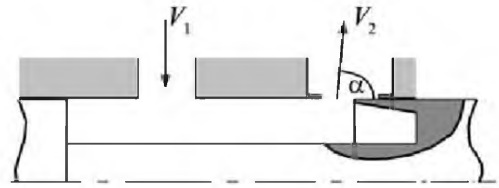


Рис. 8.4. Схема направлений потоков жидкости в дросселирующих окнах, образованных «ножевыми» кромками

$\rho_1 = \rho_2$, то гидродинамическую силу можно представить в виде

$$P_{г.д} = 2\mu [S_2(p - p_{вых}) \cos \alpha - S_1(p_{вх} - p) \cos \beta]. \quad (8.11a)$$

В целях уменьшения гидродинамической силы, которая смещает золотник на закрытие проходных сечений, профилируют борт золотника таким образом, чтобы углы входа β и выхода α потоков были бы как можно ближе друг к другу, или, если $\beta = 90^\circ$, стремятся увеличивать угол выхода, применяя «ножевые» кромки [8.5], тогда $\alpha \rightarrow 90^\circ$ (рис. 8.4). Однако при этом снижается долговечность рабочих кромок.

Наибольшее сопротивление смещению золотника на открытие окон оказывает первая составляющая правой части уравнения (8.11a), поэтому можно принять

$$P_{г.д} = 2\mu S_{зол} (p_{п} - p_{р.п}) \cos \alpha. \quad (8.11б)$$

Энергию, затрачиваемую на преодоление сил сопротивления \mathcal{E}_c , можно представить в следующем виде:

$$\mathcal{E}_c = (P_c + P_j + P_{г.д}) \Delta x.$$

Энергия, затрачиваемая на преодоление инерции золотника,

$$\mathcal{E}_{ин} = (m \ddot{x}) \Delta x,$$

где m — масса золотника и устройств, перемещающихся вместе с ним; \ddot{x} — ускорение перемещающейся массы.

Энергия, которая затрачивается на упругую деформацию, может вызывать: деформацию стенок полости управления; сжатие жидкости, находящейся в полости управления, а также деформацию прочих упругих элементов, присутствующих в полости управления. Что же касается деформации стенок полости управле-

ния, то при соответствующей толщине стенок этими деформациями можно пренебречь.

Энергия, затрачиваемая на деформацию жидкости в полости управления, определяется объемом этой полости и модулем объемной упругости жидкости.

Обычно первоначальное сжатие жидкости до рабочего давления на последующей работе не сказывается. Однако изменение этой энергии во время работы влияет на динамические характеристики объекта. Так, если в полости с объемом V_1 давление повысится на величину Δp_1 , а в полости с объемом V_2 оно уменьшится на величину Δp_2 , то общее изменение энергии вследствие упругости жидкости составит

$$\mathcal{E}_{\text{ж,упр}} = V_1 \Delta p_1 - V_2 \Delta p_2.$$

Если давления в полостях и объем полостей изменяются одинаково, то эти общие изменения энергии упругости жидкости будут практически отсутствовать.

Таким образом, энергия, затрачиваемая на упругие деформации, в рассматриваемом случае, по сути, равна энергии, расходуемой на деформацию упругих пружин (см. рис. 8.1, в):

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} = [(\zeta_1 - x) c_1 - (\zeta_2 + x) c_2] \Delta x,$$

где ζ_1, ζ_2 — предварительное натяжение соответствующих пружин; x — перемещение золотника распределителя; c_1 и c_2 — жесткости соответствующих пружин.

При этом жесткость пружин необходимо согласовать с наибольшим перемещением золотника и перепадом давления в полостях управления.

Отнеся обе части уравнения (8.9) к Δx , получим уравнение сил, действующих на затвор распределителя.

В соответствии с принятыми на рис. 8.1, в обозначениями уравнение сил можно представить в следующем виде:

$$p_1 S_1 + (\zeta_1 - x) c_1 = p_2 S_2 + m \ddot{x} + (\zeta_2 + x) c_2 + P_c + P_{\text{ж}} + P_{\text{г.д}}, \quad (8.12)$$

где p_1 и p_2 — давления в соответствующих полостях управления; S_1 и S_2 — эффективные площади полостей управления; m — масса перемещающихся частей распределителя; P_c — силы трения, не зависящие от времени, включая силы покоя; $P_{\text{ж}}$ — силы жидкостного трения ($P_{\text{ж}} = k_{\text{ж}} \dot{x}$); $P_{\text{г.д}}$ — гидродинамические силы, действующие на затвор распределителя.

Если в уравнении (8.12) положить $c_1 = c_2 = c$, $\zeta_1 = \zeta_2$, $S_1 = S_2 = S$, то уравнение упростится:

$$m \ddot{x} + k_{\text{ж}} \dot{x} + 2c x + P_c + P_{\text{г.д}} = P_{\text{зол}}, \quad (8.13)$$

где $P_{\text{зол}} = S \Delta p = S(p_1 - p_2)$.

Изменение перепада давления в полостях управления можно обеспечить путем изменения давления лишь в одной какой-либо полости, т.е. изменением p_1 при постоянном значении p_2 либо наоборот. Чаще удобнее изменять давление одновременно в обеих полостях управления на равные значения, т.е. если $p_1 = p + 0,5 \Delta p$, то $p_2 = p - 0,5 \Delta p$ (здесь p — некоторое постоянное значение давления).

Если требуется открытие и закрытие рабочих окон распределителя осуществить за одно и то же время (даже в случае отключения ЭМП), то в этом случае необходимо иметь центрирующие пружины, обладающие жесткостью, при которой в период сжатия пружины накапливают энергию, достаточную для возврата золотника в исходное положение за то же время. При этом жесткость пружин должна удовлетворять условию

$$c \geq \frac{k_c}{2x} (m \ddot{x}_{\text{зол макс}} + k_{\text{ж}} \dot{x}_{\text{зол макс}} + P_c), \quad (8.14)$$

где k_c — коэффициент запаса.

Здесь не учитываются гидродинамические силы потока рабочей жидкости, поскольку они направлены на закрытие рабочих окон золотникового распределителя.

При принятых условиях [см. формулу (8.13)] сила, необходимая для открытия рабочих окон распределителя, равна

$$P_{\text{зол}} = m \ddot{x}_{\text{зол}} + k_{\text{ж}} \dot{x}_{\text{зол}} + 2c x_{\text{зол}} + P_{\text{п}} + P_{\text{г.д}}. \quad (8.15)$$

Уравнение (8.15) описывает движение золотника. При начальных значениях $\ddot{x}_{\text{зол}} = \dot{x}_{\text{зол}} = 0$ получаем уравнение равновесия золотника. Если известно изменение нагрузки, то можно найти закон движения золотника. Когда известны необходимое перемещение $x_{\text{зол}}$ и требуемая частота пропускания управляющего канала, то удастся оценить необходимое изменение перепада давления в полостях управления золотником.

Вместе с золотником будет перемещаться жидкость в торцовых каналах управления золотником. Целесообразно учесть затраты энер-

гии на это перемещение жидкости. Но следует сначала определить проходные сечения каналов и дросселей гидравлического усилителя. После выбора размеров дросселей и каналов гидравлического усилителя, а также эффективной площади управления золотником можно уточнить силы сопротивления золотника с прилегающими к нему массой жидкости и массой центрирующих пружин:

$$P_{\text{общ}} = P_{\text{зол}} + P_{\text{ж}} + P_{\text{пр}}.$$

Здесь $P_{\text{ж}}$ — сила золотника, затрачиваемая на перемещение жидкости, связанной с золотником $P_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}} \rho \ddot{x}}{2}$ (где $V_{\text{ж}}$ — объем перемещаемой жидкости; ρ — плотность жидкости; $\ddot{x}_{\text{зол}}$ — среднее ускорение движения жидкости); $P_{\text{пр}}$ — силы, необходимые на преодоление кинематической энергии центрирующих пружин, равные $P_{\text{пр}} = 0,5 d_{\text{пр}} L_{\text{пр}} c_{\text{пр}}$, где $d_{\text{пр}}$ — диаметр проволоки пружины; $L_{\text{пр}}$ — длина проволоки пружины; $c_{\text{пр}}$ — жесткость пружины.

В тех случаях, когда требуется устранить влияние упругости приграничных слоев жидкости в уплотняющих зазорах между золотником и гильзой, а также возможную облитерацию в этих зазорах, золотник заставляют все время находиться в движении около заданного положения.

Постоянное движение золотника либо обеспечивают непрерывным вращением его вокруг своей оси, либо создают вибрацию золотника вдоль своей оси с частотой, не допускающей упругих связей между золотником и гильзой. С целью уменьшения энергии, затрачиваемой на эти вибрации, частоту колебаний выбирают как можно ближе к собственной частоте колебаний золотника.

Собственную частоту колебаний золотника можно найти, воспользовавшись уравнением

$$2c x_{\text{осц}} + P_c = S \Delta p \sin(\bar{\omega} t).$$

Если полагать, что при гармоническом законе изменения перепада давления движение золотника будет также гармоническим, но с некоторым сдвигом по фазе, то $x_{\text{осц}} = x_k \sin(\bar{\omega} t - \psi)$. Амплитуда колебаний x_k и сдвиг по фазе ψ определяются соотношениями

$$X_k = \frac{\theta}{\sqrt{(k^2 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}}; \quad \text{tg } \psi = \frac{2\xi \bar{\omega}}{k^2 - \bar{\omega}^2},$$

$$\text{где } \theta = \frac{S \Delta p_k}{m}; \quad k^2 = \frac{2c}{m}; \quad \xi = \frac{k_{\text{ж}}}{2m}.$$

Вынужденные колебания золотника находятся в виде

$$x_{\text{осц}} = \frac{\theta}{\sqrt{(k^2 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}} \cdot \sin(\bar{\omega} t - \psi).$$

При резонансе амплитуда вследствие демпфирования остается конечной и ограниченной по своему значению. Наибольшее значения амплитуда достигает, когда $\bar{\omega}^2 = k^2 - 2\xi^2$, при $\bar{\omega} < k$.

Таким образом, при известных m , c , S , $P_{\text{зол}}$ можно выбрать частоту осцилляции

$$\bar{\omega} < \sqrt{k^2 - 2\xi^2}.$$

Задавшись амплитудой колебаний x_k , например $(1...2)10^{-6}$ м, можно оценить наименьшие величины пульсаций перепада давления в полостях управления:

$$\Delta p_k = \frac{x_k m}{S} \sqrt{(k^2 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2}.$$

Перепад давления в торцовых полостях золотника для осуществления осцилляции золотника должен быть несколько больше, т.е.

$$\Delta p_k \geq \frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{зол}}}$$

или

$$\frac{x_k m}{S} \sqrt{(k^2 - \bar{\omega}^2)^2 + 4\xi^2 \bar{\omega}^2} \geq \frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{зол}}}.$$

Для разрушения упругих (адгезионных) связей в местах контакта поверхностей золотника и гильзы необходимо амплитуду колебаний золотника выбрать достаточной для такого разрушения, т.е. $x_k \geq x_{\text{упр}}$ ($x_{\text{упр}}$ — величина смещения золотника относительно втулки). Упругость рабочей жидкости, применяемой в системах приводов, зависит от температуры, адгезионных свойств, физико-химических свойств рабочей среды. В первом приближении в области температур, применяемых в гидравлических приводах, жесткость приграничного слоя при атмосферном давлении можно принять в пределах 0,3...0,015 Н/м [8.4].

Выбранные $\bar{\omega}$ и Δp_k являются исходными для согласования амплитуды и частоты промежуточного усилителя и расчета электронного генератора колебаний.

8.4. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИТЕЛЯ, ПОСТРОЕННОГО НА ОСНОВЕ УСТРОЙСТВА СОПЛО-ЗАСЛОНКА

Чтобы можно было рассчитать гидравлический усилитель с соплом-заслонкой, необходимо знать, какой расход жидкости нужно направить в управляющие полости золотника распределителя и какой перепад давления требуется в этих полостях для обеспечения быстрого действия при заданном номинальном расходе и рабочем давлении. С целью повышения быстрого действия наибольшее рабочее перемещение золотника должно быть как можно меньше.

Для усиления сигналов управления золотником часто применяют устройство, состоящее из двух или четырех дросселей, у которых два или четыре проходных сечения могут изменяться под управляющим воздействием. Устройства с двумя дросселями называют еще гидравлическим потенциометром по аналогии с электрическим потенциометром. Описание электрического потенцио-

метра (рис. 8.5, а) можно представить в следующем виде:

$$\frac{U_1 - U}{R1} = \frac{U - U_2}{R2} \quad \text{или} \quad \frac{U - U_2}{U_1 - U_2} = \frac{1}{1 + \frac{R1}{R2}}$$

Гидравлический потенциометр (рис. 8.5, б) может быть выражен уравнением

$$\mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p)} = \mu_2 S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_2)}$$

Если принять $\mu_1 = \mu_2$, формулу $(S_1)^2(p_1 - p) = (S_2)^2(p - p_2)$ можно привести к виду

$$\frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{p - p_{ср}}{p_1 - p} \quad \text{или} \quad \frac{1}{1 + \frac{S_2^2}{S_1^2}} = \frac{p - p_{ср}}{p_1 - p_{ср}} \quad (8.16)$$

На рис. 8.5, в показаны изменения относительных напряжений и давлений в зависимости от отношения сопротивлений и проходных сечений дросселей. Из графиков вид-

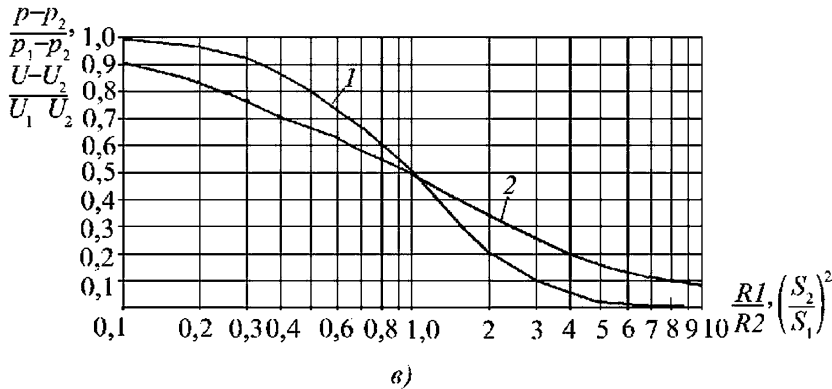
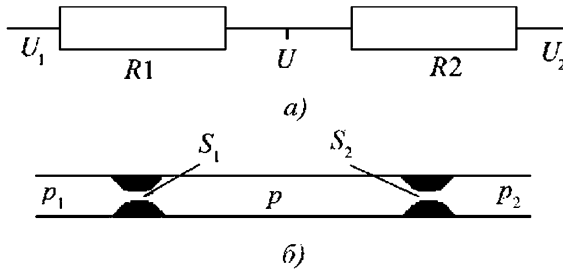


Рис. 8.5. Схемы электрического (а) и гидравлического (б) потенциометров; графики зависимости относительных напряжений и давлений от соотношения проходных сопротивлений и сечений дросселей гидравлического (кривая 1) и электрического (кривая 2) потенциометров (в)

но, что наибольшая чувствительность потенциометров к изменению сопротивлений находится вблизи точек перегиба. Для гидравлического потенциометра это верно при $S_1 = S_2$. Во время построения гидравлических усилителей на основе гидравлических потенциометров применяют один или два регулируемых дросселя, в которых проходное сечение можно изменять с помощью какого-либо управляющего элемента. Входным сигналом для такого элемента является изменение проходного сечения любого из этих дросселей, а в качестве выходного сигнала — расход или давление в междроссельной камере, которая в этом случае подключается каналом к исполнительному элементу.

На рис. 8.6, а показан усилитель, выполненный на базе гидравлического потенциометра с одним регулируемым дросселем, установленным на выходе потенциометра. В качестве этого дросселя здесь показано устройство сопло–заслонка.

Работает усилитель следующим образом. Жидкость под действием давления питания p_1 проходит через дроссель 1 и вытекает через сопло 3. Заслонка 4 препятствует потоку. Перед соплом 3 в междроссельной камере создается давление p , которое распространяется в полость управления 5.

Если сила (pS_1), действующая на поршень S_1 (рис. 8.6, а), будет больше внешней силы P_n , то поршень 6 начнет перемещаться вниз и в полость 5 будет поступать жидкость с расходом Q_{01} . Если заслонку 4 отвести от сопла 3, то сопротивление потоку жидкости $Q_{сн}$ уменьшится при неизменном давлении $p_{сн}$. Снизится также давление p в междроссельной камере. Сила (pS_1), действующая на поршень 6, может быть меньше внешней силы P_n , тогда поршень 6 будет вытеснять жидкость Q_{01} в междроссельную камеру. Чтобы удерживать заслонку 4 на требуемом расстоянии от сопла 3, нужно приложить внешнюю силу величиной $P_{засл} = p \frac{\pi d_c^2}{4}$ к заслонке (здесь d_c — диаметр проходного отверстия сопла). Если давления на входе и выходе гидравлического потенциометра постоянны ($p_1 = \text{const}$ и $p_{сн} = \text{const}$), то наибольшая чувствительность усилителя будет при равенстве потоков $Q_1 = Q_{сн}$, т.е. при равенстве проходных площадей этих дросселей, а значит, $S_{др} = \pi d_c h_0$.

При разработке устройства сопло–заслонка следует учитывать возможность возникновения отрывных течений на поверхностях сопла и заслонки (рис. 8.6, участки 7), которые могут привести к неустойчивой работе всего объекта привода.

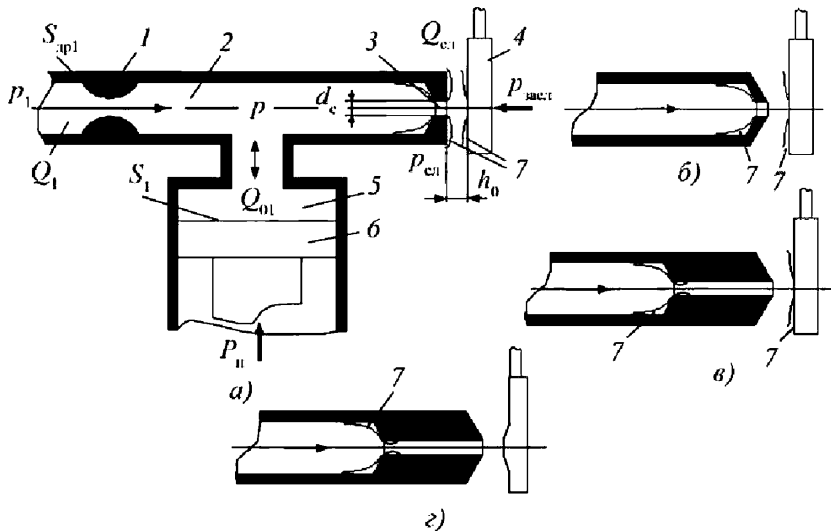


Рис. 8.6. Усилитель на базе гидравлического потенциометра:

1 — дроссель; 2 — междроссельная камера; 3 — сопло; 4 — заслонка; 5 — полость управления исполнительным органом; 6 — поршень; 7 — области возможного возникновения отрывных течений жидкости

Опыт показывает, что с целью устранения возможности отрывных течений на внешней поверхности сопла эту поверхность уменьшают до узкой кромки (рис. 8.6, б).

Для предупреждения возникновения отрывных течений на внутренней поверхности сопла следует длину калиброванного выходного канала выбирать такой, чтобы поток жидкости внутри канала мог бы стабилизироваться к моменту выхода из него (рис. 8.6, в), а для устранения отрывных течений на поверхности заслонки рабочая поверхность не должна превышать внешнего размера кромок сопла (рис. 8.6, г). Диаметр сопла и величина перемещения заслонки способствуют возрастанию или уменьшению количества жидкости, сливающейся из междроссельной полости.

Темп изменения величины слива определяет скорость перемещения золотника. В связи с этим весьма важно выбрать такие проходные сечения гидравлического потенциометра, при которых были бы обеспечены требуемое быстродействие гидравлического распределителя и наименьший «непроизводительный» расход жидкости данного усилителя при нейтральном положении золотника.

Расчет гидравлического усилителя сводится к выбору требуемого коэффициента усиления по силе и поступлению жидкости в полость управления золотником с таким расходом, который был бы достаточным для обеспечения нужной скорости перемещения золотника при наименьших непроизводительных утечках жидкости.

Утечки зависят от количества жидкости, протекающей через сопло, т.е. от выбранного диаметра сопла. Если быстродействие гидравлического усилителя не является определяющим, то диаметр отверстия сопла выбирают из условия предотвращения засорения его посторонними частицами, например продуктами износа, которые могут оказаться в жидкости после прохождения через фильтры.

В этих условиях обычно наименьший рабочий зазор принимают в 8–10 раз большим, чем максимальный размер частицы возможного загрязнения жидкости. В тех же случаях, когда необходимо обеспечить заданное быстродействие исполнительного поршня, диаметр сопла и проходное сечение дросселей выбирают с учетом того, какой расход нужно направить в управляющую полость золотника для обеспечения заданного быстродействия.

Прежде чем анализировать поведение данной системы, нужно задаться или определить, какими должны быть проходные сечения дросселей гидравлического усилителя. Выбор размера диаметра сопла в зависимости от сил сопротивления движению золотника и требуемого его быстродействия покажем на примере усилителя, построенного на основе двух гидравлических потенциометров, включенных по мостовой схеме с двумя управляющими соплами (рис. 8.7).

В результате расчета должны быть получены:

- наибольшая сила, необходимая для перемещения заслонки;
- максимальная величина перемещения заслонки;
- допускаемое время переключения заслонки.

Эти данные будут необходимы для:

- расчета передаточного механизма от заслонки до якоря электромеханического преобразователя (ЭМП);
- оценки угла поворота якоря ЭМП;
- расчета вращающего момента якоря ЭМП;
- оценки характеристик постоянных магнитов ЭМП;
- расчета параметров катушки управления ЭМП.

Особенность схемы, показанной на рис. 8.7, заключается в следующем. Расходы жидкости, проходящей через дроссели D_1 и D_2 при неподвижном золотнике и перекрытых рабочих окнах золотника, определяются уравнением

$$\mu_1 S_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_0)} = \mu_2 S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_{сл})}, \quad (8.17)$$

где μ_1 и μ_2 — коэффициенты расхода; S_1 и S_2 — соответственно проходные сечения дросселей D_1 и D_2 ; p_1 , p_0 , $p_{сл}$ — соответственно давления жидкости на входе, в междроссельной полости при перекрытых окнах распределителя и на сливе.

Полагая $\mu_1 = \mu_2$, уравнение (8.17) можно переписать так;

$$\frac{S_1^2}{S_2^2} = \frac{p_0 - p_{сл}}{p_1 - p_{сл}} \quad \text{или} \quad \frac{1}{1 + \frac{S_2^2}{S_1^2}} = \frac{p_0 - p_{сл}}{p_1 - p_{сл}}. \quad (8.18)$$

Уравнение гидравлического потенциометра (8.18) представляет собой нелинейную

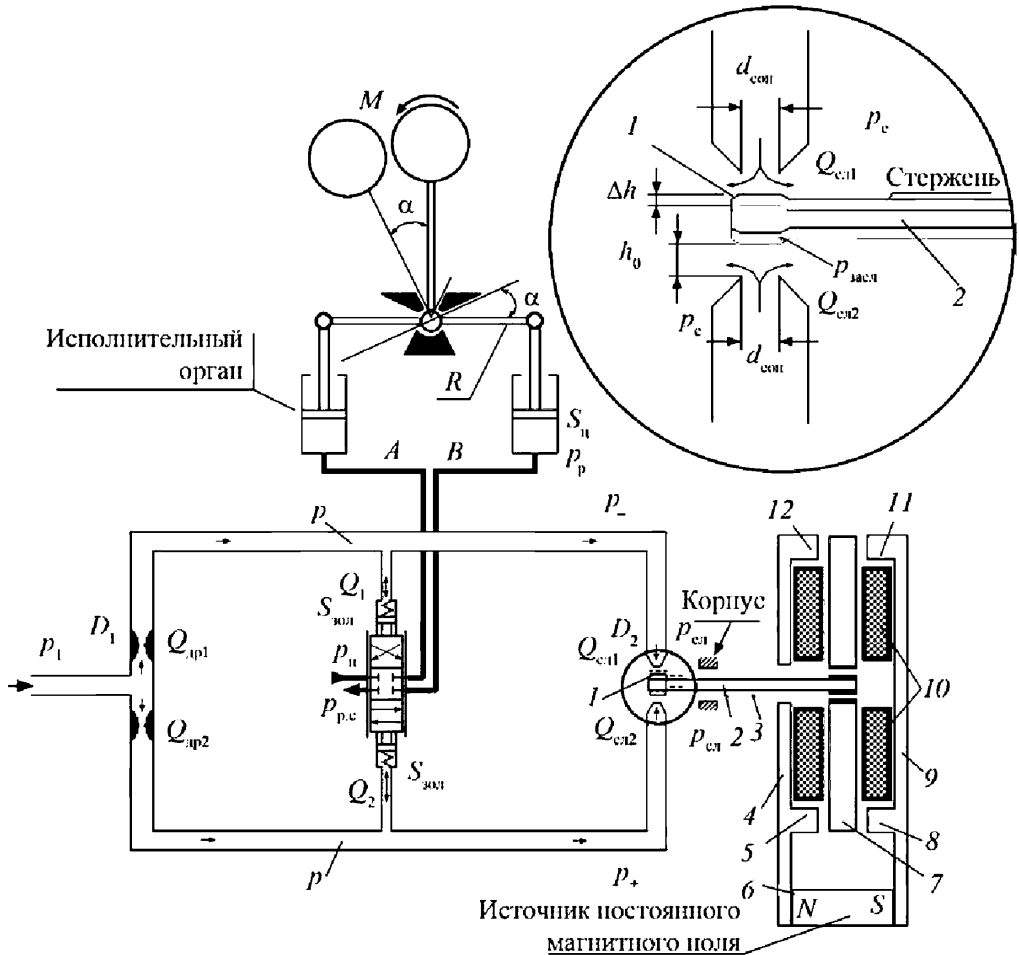


Рис. 8.7. Схема привода с электрогидравлическим распределителем:

1 — заслонка; 2 — стержень; 3 — упругая трубка; 4, 9 — магнитоприводы; 5, 8, 11, 12 — магнитные наконечники; 6 — постоянный магнит; 7 — якорь; 10 — катушка управления, разделенная на две части

функцию, которая имеет точку перегиба (см. рис. 8.5, в). Эта точка характерна тем, что отличается наибольшей крутизной, а следовательно, наибольшей чувствительностью при изменении соотношений проходных сечений дросселей D_1 и D_2 . В точке перегиба площади проходных дросселей равны между собой, а давления в междроссельных каналах становятся равными полусумме давлений на входе и выходе гидравлического потенциометра:

$$p_0 = \frac{p_1 + p_{сн}}{2}.$$

В этом положении проходные сечения дросселей равны друг другу:

$$S_1 = S_2 \text{ или } \left. \begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} = \pi d h_0, \end{aligned} \right\} \quad (8.19)$$

откуда следует, что $d = 4h_0$.

Изобразим площади этих дросселей в следующем виде:

$$S_1 = 4\pi h_0^2; \quad S_2 = 4\pi h_0(h_0 \pm \Delta h);$$

здесь Δh — дополнительное открытие или закрытие дросселя D_2 , если заслонка нахо-

дится дальше или ближе к соплу, чем расстояние h_0 . Смещение заслонки на величину Δh создает разницу давлений в междроссельных полостях гидравлического потенциометра.

Для перемещения золотника требуется энергия $\mathcal{E}_{\text{зол}} = P_{\text{зол}} x_{\text{зол}}$. Эту энергию должна ему передать жидкость $\mathcal{E}_{\text{ж}} = V_{\text{зол}}(p_- - p_+)$, находящаяся в полости управления движением золотника. Пренебрегая сжимаемостью жидкости, можно записать

$$V_{\text{зол}} = S_{\text{зол}} x_{\text{зол}}.$$

Если требуется для перемещения золотника сила $P_{\text{зол}}$, то давление с одной стороны торца золотника должно увеличиваться (p_-), а с другой — уменьшаться (p_+). Для этого заслонка должна уменьшить проходное сечение слива со стороны повышения давления. Давления в этой камере обозначено p_- . Индекс «-» указывает, что заслонка уменьшает проходное сечение дросселя для слива жидкости из камеры, а с противоположной стороны золотника давление снижается, так как проходное сечение сливного дросселя увеличивается. Давление в этой камере обозначено p_+ . Силу, необходимую для смещения золотника, можно принять равной

$$P_{\text{зол}} = S_{\text{зол}}(p_- - p_+), \quad (8.20)$$

где $S_{\text{зол}}$ — эффективная площадь золотника в камерах управления; $(p_- - p_+)$ — перепад давления в этих камерах.

В соответствии с уравнением (8.18) перепад давления в камерах управления золотником можно записать в следующем виде:

$$p_- - p_+ = (p_1 - p_{\text{сл}}) \times \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{h_0 - \Delta h}{h_0}\right)^2} - \frac{1}{1 + \left(\frac{h_0 + \Delta h}{h_0}\right)^2} \right];$$

здесь Δh — величина смещения заслонки, необходимая для создания перепада давления в междроссельных каналах гидравлических потенциометров и сдвига золотника из среднего положения.

После некоторых упрощений эта формула приводится к виду

$$p_- - p_+ = (p_1 - p_{\text{сл}}) \left(\frac{\Delta h}{h_0} \right) \left[\frac{1}{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta h}{h_0} \right)^4} \right]. \quad (8.21)$$

Чтобы уменьшить влияние нелинейности характеристики гидравлического потенциометра и повысить чувствительность реакции золотника на изменения проходных сечений управляющих дросселей, величину перемещения заслонки обычно выбирают не больше чем 0,2...0,4 от величины зазора h_0 между заслонкой и соплом при среднем положении золотника. В этом случае величина $\frac{1}{4} \left(\frac{\Delta h}{h_0} \right)^4$ на четыре порядка < 1.

В связи с этим уравнение (8.20) можно представить в виде

$$P_{\text{зол}} = S_{\text{зол}}(p_1 - p_{\text{сл}}) \frac{\Delta h}{h_0}. \quad (8.22)$$

Это уравнение связывает силу $P_{\text{зол}}$ с рядом параметров гидравлического усилителя:

- с эффективной площадью $S_{\text{зол}}$ в полости управления золотником;
- с подводимым p_1 и отводимым $p_{\text{сл}}$ давлениями гидравлического потенциометра;
- с величиной h_0 расстояния между заслонкой и соплом, обеспечивая среднее положение золотника при перекрытии всех рабочих окон распределителя;
- с допустимой величиной Δh смещения управляющей заслонки.

В общем случае эффективная $S_{\text{эф.у}}$ площадь управления может быть принята равной поперечной площади золотника либо меньше или больше ее в зависимости от требования к общей компоновке и размещению центрирующих пружин. Величину Δh смещения заслонки ограничивают обычно в обе стороны величиной 0,2 от величины зазора h_0 между соплом и заслонкой. Иначе говоря, ограничивают смещение от точки перегиба кривой характеристики гидравлического потенциометра, что обеспечивает наибольшую чувствительность управлению золотником. Величину подводимого давления к гидравлическому потенциометру выбирают в соответствии с неравенством

$$p_1 \geq \frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{эф.у}}} \frac{h_0}{\Delta h} + p_{\text{сл}} \quad \text{или} \quad p_1 \geq \frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{эф.у}}} \frac{1}{0,2} + p_{\text{сл}}. \quad (8.23)$$

Второе условие записывают исходя из непрерывности потока.

Кинематические характеристики потока жидкости при изменении перепада давления в торцовых полостях золотника обычно рассматривают в предположении:

- непрерывности рабочей среды;
- постоянства температурного режима;
- квазистационарности истечения жидкости из регулирующих дросселей;
- равноускоренности или равнозамедленности ускорения;
- незначительной нелинейности характеристик истечения жидкости из сопел в зависимости от величины перепада давления;
- постоянства коэффициента расхода.

При указанных допущениях параметры золотникового распределителя и жидкости представляется возможным связать следующим уравнением:

$$S_{\text{зол}} \frac{x_{\text{зол}}}{t_{\text{зол}}} = \mu \pi 4 h_0 \Delta h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{0-} - p_{0+})}, \quad (8.24)$$

где $S_{\text{зол}}$ — площадь золотников полости управления; $x_{\text{зол}}$ — перемещение золотника из среднего в крайнее положение; $t_{\text{зол}}$ — время, за которое золотник должен переместиться из среднего в крайнее положение; μ — коэффициент расхода, часто принимаемый равным 0,6...0,7; Δh — отклонение заслонки от среднего положения; ρ — плотность рабочей среды; p_{0-} — давление в камере гидравлического потенциометра, из которой уменьшается слив жидкости при смещении заслонки на величину Δh ; p_{0+} — давление в камере гидравлического потенциометра, из которой увеличивается слив жидкости при смещении заслонки на величину Δh .

Уравнения (8.22) и (8.24) описывают поведение золотника с точки зрения энергетических (силовых) и кинематических параметров, т.е. непрерывности среды.

Эти уравнения с учетом уравнения (8.21) можно переписать в следующем виде:

$$\Delta h = \frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{эф.зол}} (p_1 - p_{\text{сл}})} h_0; \quad (8.25)$$

$$\Delta h = \frac{S_{\text{эф.зол}} \frac{x_{\text{зол}}}{t_{\text{зол}}}}{4 \mu \pi \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_{\text{зол}}}{S_{\text{зол}}} \right)}} h_0. \quad (8.26)$$

Приравняв между собой уравнения (8.25) и (8.26), получим

$$h_0 = \sqrt{\frac{(S_{\text{зол}})^{2,5} \frac{x_{\text{зол}}}{t_{\text{зол}}} (p_1 - p_{\text{сл}}) \sqrt{\frac{\rho}{2}}}{\mu \pi \cdot 4 (P_{\text{зол}})^{\frac{3}{2}}}}. \quad (8.27)$$

Подставив величину h_0 в какое-либо из уравнений (8.14) или (8.15), можно определить величину необходимого перемещения заслонки Δh .

Поскольку расстояние между соплом и заслонкой вычислено, диаметр каждого из дросселирующих отверстий можно принять следующим:

$$d_c = 4 h_0.$$

Перепад давления в рабочих полостях гидравлических потенциометров, равный $(p_{0-} - p_{0+})$, позволяет найти значение силы, которую нужно приложить к заслонке для обеспечения выбранных условий работы гидравлического распределителя. Сила $P_{\text{засл}}$, необходимая для управления заслонкой, должна быть следующей:

$$P_{\text{засл}} = \frac{\pi d_c^2}{4} (p_{0-} - p_{0+}) = \frac{\pi d_c^2}{4} (p_1 - p_{\text{сл}}) \frac{\Delta h}{h_0}. \quad (8.28)$$

Перемещение заслонки от среднего положения обычно ограничивают величиной до $0,2 h_0$ с целью обеспечения наибольшей чувствительности золотника к изменению управляющего перепада давления в гидравлических потенциометрах.

При этих условиях для управления заслонкой потребуется энергия, равная

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} = \frac{\pi d_c^2}{4} (p_1 - p_{\text{сл}}) \frac{\Delta h^2}{h_0}. \quad (8.29)$$

Найденные энергетические и кинематические характеристики гидравлического усилителя позволяют рассчитать ЭМП.

8.5. ОЦЕНКА ДОПУСТИМОЙ ЧАСТОТЫ СИГНАЛОВ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УСИЛИТЕЛЕМ

Для оценки допустимой частоты сигналов управления гидравлическим усилителем необходимо учесть сжимаемость жидкости в его междроссельных каналах и камерах.

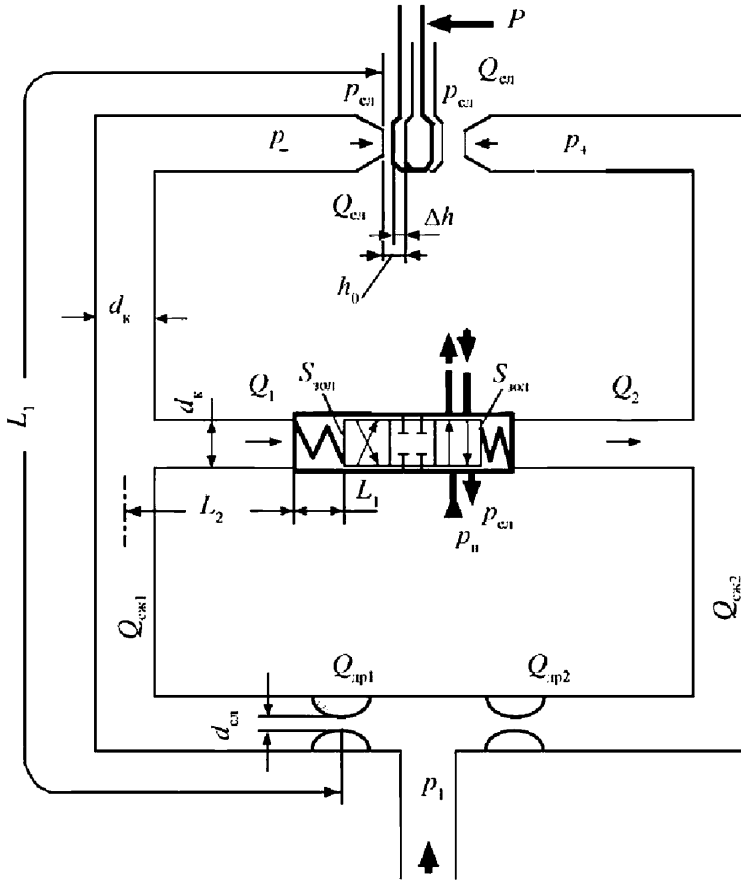


Рис. 8.8. Схема потоков жидкости, протекающей по каналам гидравлического усилителя

Расходы жидкости, проходящие по каналам гидравлических потенциометров, в соответствии со схемой, приведенной на рис. 8.8, описываются следующими уравнениями:

$$Q_{сл1} = Q_{др1} - Q_1 - Q_{сж1} \quad \text{и} \quad Q_{сл2} = Q_{др2} + Q_2 + Q_{сж2}, \quad (8.30)$$

где $Q_{сл1}$ и $Q_{сл2}$ — расходы жидкости, сливаемой из междроссельного пространства; $Q_{др1}$ и $Q_{др2}$ — расходы жидкости, поступающей в междроссельное пространство; Q_1 и Q_2 — расходы жидкости, приходящей в камеры управления золотником гидравлического распределителя; $Q_{сж1}$ и $Q_{сж2}$ — расходы жидкости, компенсирующие ее сжимаемость в междроссельном пространстве.

При нейтральном положении заслонки, когда золотник перекрывает все рабочие окна, давления в междроссельных пространствах по-

стоянны и равны между собой. При равных проходных сечениях дросселей можно записать такое уравнение:

$$Q_{сл1} = Q_{др1} = Q_{сл2} = Q_{др2} = 4\mu\pi h_0^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{1сл}}. \quad (8.31)$$

Из уравнений (8.18) и (8.31) следует

$$p_{1сл} = p_1 - p_0 = p_0 - p_{сл} = 0,5(p_1 - p_{сл}). \quad (8.32)$$

Во время перемещения заслонки изменяются перепады давления и затраты энергии на компенсацию сжимаемости жидкости в междроссельных каналах и камерах становятся разными. При повышении давления необходима энергия для сжатия жидкости, а при его уменьшении она возвращается, создавая некоторый дополнительный расход.

Модуль упругости жидкости в диапазоне изменения давления в междроссельных пространствах гидравлических потенциометров можно считать постоянным. Вследствие сравнительно небольших изменений давления в каналах и камерах гидроусилителя расход жидкости $Q_{сж}$ за счет сжимаемости можно определить в виде

$$Q_{сж} = \frac{V_k}{B_j} \frac{dp}{dt} = k_{сж} \frac{\Delta p}{\Delta t},$$

где V_k — суммарный объем каналов и камер в междроссельном пространстве (рис. 8.8); B_j — модуль упругости рабочей среды; dp/dt — скорость изменения давления при перемещении золотника; $k_{сж}$ — коэффициент сжимаемости для рассматриваемого объема жидкости; $\Delta p/\Delta t$ — скорость изменения давления в приращениях.

Для определения объема междроссельных каналов и камер необходимо задаться скоростью потока жидкости в каналах гидравлических потенциометров. Представляется возможным выбрать диаметр этих каналов по уравнению

$$d_k = d_c \sqrt{\frac{\mu}{v_R}} \sqrt{\frac{p_1 - p_{с.л}}{\rho}},$$

где v_R — скорость потока жидкости в междроссельных каналах; d_k — диаметр междроссельных камер; d_c — диаметр сопла.

При смещении заслонки на некоторую величину Δh уравнения (8.30) можно переписать в следующем виде:

$$p_{\Delta 1}^* = Q_{\Delta} [\sqrt{1 - p_{\Delta 1}} - (1 - h_{\Delta}) \sqrt{1 + p_{\Delta 1}}] - S_{\Delta} x^*; \quad (8.33)$$

$$p_{\Delta 2}^* = Q_{\Delta} [(1 + h_{\Delta}) \sqrt{1 - p_{\Delta 2}} - \sqrt{1 + p_{\Delta 2}}] - S_{\Delta} x^*. \quad (8.34)$$

В этих уравнениях

$$Q_{\Delta} = \frac{4\mu \pi h_0^2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{с.л})}{\rho}}}{0,5(p_1 - p_{с.л}) k_{сж}}; \quad p_{\Delta 1} = \frac{\Delta p_1}{0,5(p_1 - p_{с.л})};$$

$$p_{\Delta 2} = \frac{\Delta p_2}{0,5(p_1 - p_{с.л})};$$

$$h_{\Delta} = \frac{\Delta h}{h_0}; \quad S_{\Delta} = \frac{2S_{зол}}{k_{сж}(p_1 - p_{с.л})}.$$

Здесь Δp_1 и Δp_2 — изменение давления в междроссельных каналах и камерах во время перемещения золотника.

Уравнение (8.33) отражает изменение давления при уменьшении проходного сечения сливного дросселя в момент перемещения золотника, а уравнение (8.34) — в тот же период времени увеличение проходного сечения сливного дросселя оппозитного гидравлического потенциометра.

Тенденция применения в гидравлических системах приводов все более и более высоких рабочих давлений вызывает необходимость уменьшать зазоры между золотником и гильзой. С уменьшением уплотнительных зазоров повышается влияние упругости жидкости в приграничных слоях поверхностей золотника и гильзы. Для устранения влияния упругости жидкости в приграничных слоях на подвижных поверхностях последние должны находиться всегда в движении относительно друг к другу. Эти движения осуществляются либо путем колебательного или постоянного вращения золотника во втулке, либо созданием возвратно-поступательного колебательного движения золотника во втулке.

Если принято решение уменьшить влияние упругости жидкости в зоне контакта между поверхностями золотника и гильзы, а также повысить чувствительность и быстрдействие золотника, то в этом случае необходимо обеспечить условия, при которых золотник находился бы всегда в движении, даже в режиме перекрытия всех рабочих окон распределителя. Для этого надо выбрать такую частоту колебаний золотника, при которой колебательный процесс не гасился бы в междроссельных объемах гидравлических потенциометров. При этом изменение давления в междроссельных объемах должно быть достаточным для разрушения упругих связей на контактирующих поверхностях золотника и гильзы.

Для этого давление в каждом междроссельном канале должно изменяться на величину $P_{зол} / 2S_{зол}$. В одной камере оно должно повышаться на эту величину, а в другой уменьшаться. Если полагать, что сжимаемость жидкости в междроссельных объемах прямо пропорциональна изменению давления, то изменение объема жидкости ΔV в междроссельных камерах и каналах можно описать уравнением

$$\Delta V = \frac{(V + S_{зол} \Delta x) P_{зол}}{2B_j S_{зол}}.$$

Здесь V — объем междроссельной камеры с каналами; $S_{\text{зол}}$ — площадь торца золотника; $B_{\text{ж}}$ — модуль упругости жидкой среды; $P_{\text{зол}}$ — сила, необходимая для сдвига золотника; Δx — величина, на которую нужно сместить золотник для того, чтобы разорвать упругие связи приграничных слоев жидкости (во многих случаях достаточно иметь 0,03... 0,05 мкм).

Учитывая малость этих величин, вторым слагаемым обычно пренебрегают. В то же время изменение объема сжатия жидкости будет сопровождаться изменением потоков жидкости в междроссельной камере:

$$\Delta Q_{\text{сж}} = Q_1 - Q_{\text{сл}},$$

где $Q_{\text{сж}}$ — расход жидкости, затрачиваемой на сжимаемость междроссельного объема; Q_1 — расход жидкости, поступающей в междроссельный объем; $Q_{\text{сл}}$ — расход жидкости, вытекающей из междроссельной камеры.

Величина расхода жидкости, затрачиваемой на сжатие, может быть представлена в виде

$$\Delta Q_{\text{сж}} = 4\mu \pi h_0^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[\sqrt{\frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{2} - \frac{P_{\text{зол}}}{2S_{\text{зол}}}} - \left(1 - \frac{\Delta h}{h}\right) \sqrt{\frac{p_1 - p_{\text{сл}}}{2} + \frac{P_{\text{зол}}}{2S_{\text{зол}}}} \right].$$

Время, необходимое для сжатия объема жидкости в междроссельной камере, определяется уравнением

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{\Delta Q_{\text{сж}}}.$$

Здесь Δt — время только одного сжатия междроссельного объема, период полного цикла будет в 4 раза больше, т.е. $T = 4\Delta t$.

Частоту осцилляции следует выбирать такой:

$$f_{\text{осц}} \leq \frac{\Delta Q_{\text{сж}}}{4\Delta V}.$$

При этом выбранная частота осцилляции не должна превышать собственной частоты золотника, т.е.

$$f_{\text{осц}} \leq \sqrt{k^2 - 2\xi^2}.$$

8.6. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОЙ СВЯЗИ ЗАСЛОНКИ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ С ЯКОРЕМ ЭМП

Для расчета механизма, соединяющего ЭМП с заслонкой гидравлического усилителя, необходимо иметь схему механизма. Такая схема приведена на рис. 8.9. На схеме показано расположение якоря ЭМП и заслонки гидравлического усилителя. Поворот якоря из среднего положения в крайнее должен обеспечить перемещение заслонки между соплами на величину Δh .

Энергия $\mathcal{E}_{\text{упр}}$, которую следует подвести для управления заслонкой, должна быть не меньше энергии, требуемой на преодоление силы сопротивления, поэтому

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} \geq \frac{\pi d_c^2}{4} (p_1 - p_{\text{сл}}) \frac{\Delta h^2}{h_0}.$$

Соответственно, мощность ЭМП должна быть не менее

$$\mathcal{E}_{\text{упр}} / t_{\text{зол}}.$$

При выборе размеров элементов механизма надо обратить внимание на следующие положения.

Если принять диаметр стержня таким, чтобы прогиб стержня отсутствовал, то потребуется увеличенный внутренний диаметр упругой трубки. Последняя выполняет роль шарнира и обеспечивает полную герметизацию магнитной системы ЭМП от рабочей жидкости. Этой герметизацией достигается полная изоляция продуктов износа в рабочую область магнитных наконечников. Попадание продуктов износа в рабочие зоны магнитных наконечников ограничивает угол поворота якоря и приводит к потере управляемости всем гидравлическим приводом.

Избыточное увеличение внутреннего диаметра упругой трубки потребует утолщения ее стенок. Это вызовет необходимость увеличения вращающего момента якоря и, как следствие, возрастание габаритных размеров ЭМП и числа витков катушки управления или тока управления.

Целесообразно величину прогиба стержня ограничить 10...15 % от величины рабочего перемещения заслонки. При выборе длины упругой трубки следует обратить внимание на то, что длина упругой трубки влияет на угол поворота и вращающий момент якоря.

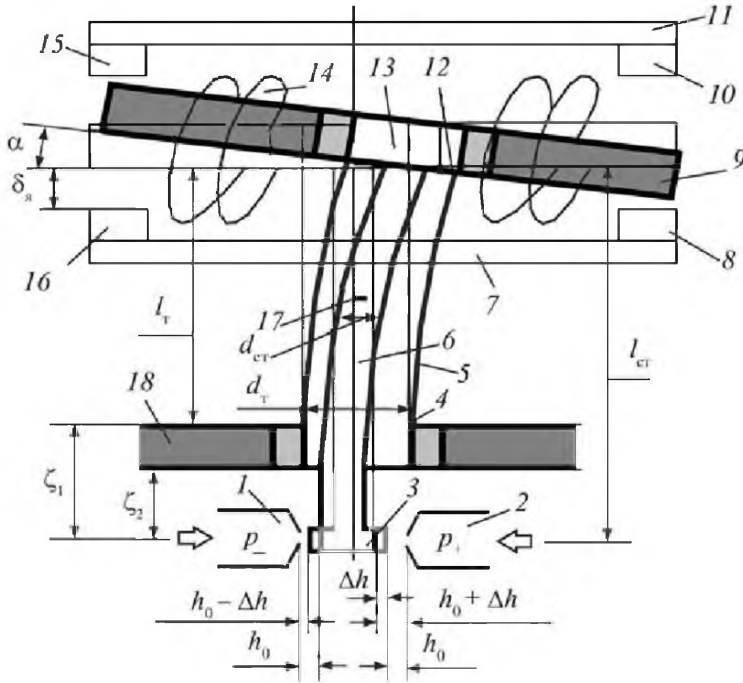


Рис. 8.9. Схема управления заслонкой гидравлического усилителя при расположении якоря ЭМП на подвижном конце упругой трубки:

1 и 2 — рабочие сопла гидравлического усилителя; 3 — заслонка; 4 — неподвижный конец упругой трубки; 5 — ее рабочая часть; 6 — стержень, связывающий заслонку с якорем; 7, 11 — магнитопроводы; 8, 10, 15, 16 — магнитные наконечники; 9 — якорь ЭМП; 12 — подвижный конец упругой трубки; 13 — основание стержня, закрепленного в якорю; 14 — катушка управления; 17 — величина сдвига центра поворота якоря; 18 — корпус; α — угол поворота якоря; $\delta_{\text{я}}$ — воздушные зазоры между якорем и магнитными наконечниками; ζ_1 — расстояние между осью сопла и основанием крепления упругой трубки; ζ_2 — расстояние между осью сопла и закрепленным концом упругой трубки; $l_{\text{т}}$ — рабочая длина упругой трубки; $l_{\text{ст}}$ — длина стержня; h_0 — расстояние между соплом и заслонкой при среднем положении заслонки; Δh — величина смещения заслонки; d_c — диаметр стержня; $d_{\text{т}}$ — внутренний диаметр упругой трубки

Следует рассчитать вращающий момент стержня, несущего заслонку; обеспечить необходимую деформацию упругой трубки при ее минимальных радиальных размерах; определить нужный угол поворота якоря электрического двигателя и воздушные зазоры между якорем и магнитными наконечниками, а также установить число витков катушки управления по наперед заданному напряжению и допустимой величине тока в условиях допустимого температурного режима работы.

Если ставится ограничение по массогабаритным характеристикам проектируемого объекта и минимально необходимым затратам энергии, то целесообразно рассчитать

все элементы, входящие в проектируемое устройство.

Силы взаимодействия между магнитными полями, создаваемые катушкой управления и опорным магнитным полем, образованным постоянными магнитами, определяют по формуле

$$P_{\text{м}} = 2\pi \cdot 10^{-7} S_{\delta} i_{\text{к}}^2 \omega^2 / \delta_{\text{я}}^2, \quad (8.35)$$

где $P_{\text{м}}$ — сила взаимодействия между магнитным полем, создаваемым катушкой управления, и полем, образуемым постоянным магнитом; S_{δ} — площадь магнитных наконечников; $i_{\text{к}}$ — ток, проходящий по виткам катушки управления; ω — число витков в катушке

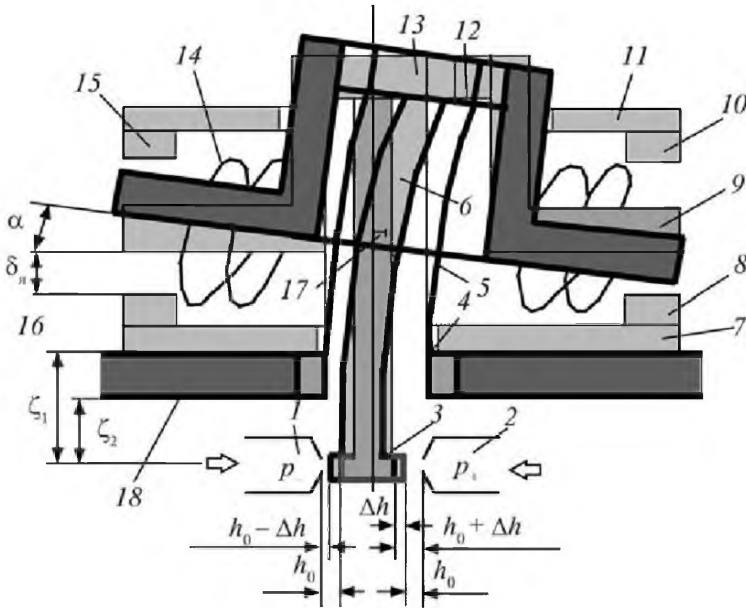


Рис. 8.10. Схема ЭМП при расположении магнитопроводов в плоскости поворота якоря (обозначения те же, что на рис. 8.9)

управления; $\delta_{\text{я}}$ — величина зазора между рабочей поверхностью якоря и магнитным наконечником.

Из уравнения (8.35) следует, что уменьшение зазора $\delta_{\text{я}}$ между якорем и магнитным наконечником способствует увеличению силы, приложенной к якорю.

В схеме, представленной на рис. 8.10, величина рабочего зазора зависит от угла поворота якоря относительно точки поворота, находящейся на линии 17. Величина рабочего зазора между поверхностями магнитного наконечника и якоря определяется уравнением

$$\delta_{\text{я}} = \alpha \cos \left(\arctg \frac{\ell_{\text{т}}}{\ell_{\text{я}}} \right) \sqrt{\left(\frac{\ell_{\text{т}}}{2} \right)^2 + \left(\frac{\ell_{\text{я}}}{2} \right)^2},$$

где α — угол поворота (между касательной к точке наибольшего прогиба упругой трубки и ее первоначальным положением); $\ell_{\text{т}}$ и $\ell_{\text{я}}$ — соответственно длины упругой трубки и якоря.

Из уравнения (8.35) следует, что при всех прочих равных значениях параметров механизма потребуется несколько меньшая сила, если уменьшить значение величины $\delta_{\text{я}}$.

Если якорь разместить на уровне линии поворота (рис. 8.10), то требуемое для пово-

рота расстояние между магнитным наконечником и рабочей поверхностью якоря будет меньше:

$$\delta_{\text{я}} = \alpha \frac{\ell_{\text{я}}}{2}.$$

Этим объясняется целесообразность расположения точки поворота на уровне якоря ЭМП.

Вращающий момент якоря должен: преодолеть силы, действующие на заслонку, и повернуть ее на требуемый угол; преодолеть силы сопротивления упругой трубки и инерцию якоря, а также компенсировать рассеяние энергии при деформировании упругих элементов связи между заслонкой и якорем.

При расчете остальных параметров ЭМП определяют:

- диаметр и длину стержня;
- диаметр $d_{\text{т}}$, длину $\ell_{\text{т}}$ и толщину стенки $\delta_{\text{т}}$ упругой трубки;
- прогибы упругой трубки и стержня, на котором закреплена заслонка;
- величину воздушного зазора между якорем и магнитными наконечниками;
- число витков, диаметр проволоки катушки управления и ее геометрические размеры;

• поперечные и продольные размеры магнитопроводов, а также размеры магнитных наконечников.

Выбор указанных конструктивных параметров удобно начинать с расчета катушки управления. От габаритных размеров катушки управления зависят длина упругой трубки, длина стержня и их поперечные размеры.

При выборе конструктивных параметров электромагнитной части преобразователя будем считать, что ее энергия непосредственно передается заслонке гидравлического усилителя.

Вначале будем полагать, что энергия, необходимая для перемещения заслонки, поступает от якоря без каких-либо потерь:

$$\mathcal{E}_я = \mathcal{E}_{засл.}$$

Из уравнения (8.35) следует, что

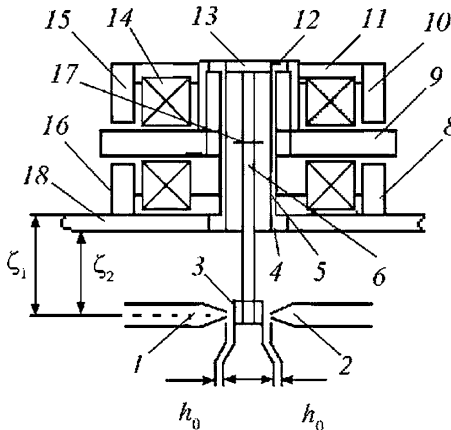
$$\mathcal{E}_я = 2\pi \cdot 10^{-7} S_{\delta} i_k^2 \frac{\omega^2}{\delta_я}$$

Энергия, требующаяся для воздействия на заслонку, должна быть следующей:

$$\mathcal{E}_{засл} = \frac{\pi d_{ст}^2 (p_- - p_+) \Delta h}{4} = \frac{\pi d_{ст}^2 (p_1 - p_{сн}) \Delta h^2}{4 h_0}$$

Для рассматриваемого случая при отсутствии прогибов упругой трубки и стержня можно считать, что

$$\delta_я = \frac{\Delta h \ell_я}{2(\ell_т + \zeta_1)}$$



Объединив три последних уравнения, получим

$$(\omega i_k)^2 = \frac{\pi d_{ст}^2 (p_1 - p_{сн}) \Delta h^2 \ell_я}{16 \pi \cdot 10^{-7} S_{\delta} h_0 (\ell_т + \zeta_1)}$$

Если принять, что длина стержня, на котором закреплена заслонка, равна половине длины якоря, т.е.

$$\ell_{ст} = \ell_т + \zeta_1 = 0,5 \ell_я, \quad (8.36)$$

то в этом случае будем иметь

$$\omega = \sqrt{\frac{\pi d_{ст}^2 (p_1 - p_{сн}) \Delta h^3 \ell_я}{4 \cdot 2 \cdot 2 \pi \cdot 10^{-7} B_я B_м h_0 (\ell_т + \zeta_1) h_0 i_k^2}} \quad (8.36a)$$

В рассматриваемой схеме ЭМП (рис. 8.11) управляющая катушка разделена на две равные части, чтобы расположить их ближе к каждой паре магнитных наконечников. Средняя линия половины катушки должна проходить как можно ближе к рабочим зазорам магнитных наконечников.

В этом случае витки каждой половины будут находиться на наиболее близком расстоянии от рабочих магнитных наконечников. Длина одного витка катушки нижнего ряда $\ell_{к1}$ будет равна сумме высоты поперечного размера якоря $a_я$ (рис. 8.11), величины рабочего перемещения якоря $\delta_я$ и толщины основания корпуса катушки. Необходимо также учитывать зазор $\zeta_я$, препятствующий

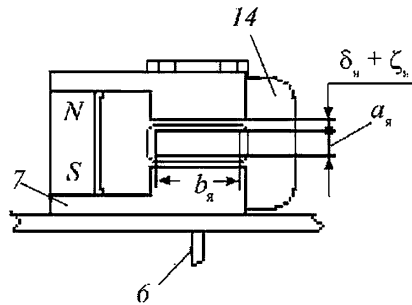


Рис. 8.11. Схема размещения магнитопроводов в плоскости, параллельной повороту якоря (обозначения см. на рис. 8.9)

касанию (залипанию) якоря с магнитных наконечников:

$$\ell_{к1} = a_{я} + 2(\delta_{я} + \zeta_{я}).$$

Вследствие принятого условия (8.36) $\delta_{я} = \Delta h$, тогда в порядке первого приближения найдем размер начального витка катушки в вертикальном направлении.

При известной длине витка катушки $\ell_{к1}$, заданных ограничениях на значения напряжения $U_{к}$ и тока $i_{к}$ представляется возможным определить диаметр проволоки витков катушки:

$$d_{пр} = \sqrt{\frac{4\rho_c \ell_{к1} i_{к}}{\pi U_{к}}},$$

где $d_{пр}$ — диаметр проволоки витков катушки; ρ_c — удельное сопротивление материала проволоки.

Для медной проволоки $\rho_c = 0,0175 \text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$ или $[\text{Н}\cdot\text{м}/(\text{с}\cdot\text{А}^2)]\text{мм}^2/\text{м}$.

Уравнение (8.36а) позволяет вычислить число витков катушки без учета затрат энергии на перемещение якоря и других подвижных элементов механизма и потерь энергии, связанных с этими перемещениями. Для оценки этих затрат необходимо знать конструктивные параметры всех перемещающихся элементов, связывающих заслонку с якорем ЭМП.

Для уменьшения итерационного цикла выбора конструктивных параметров механизма, зависящих от размера катушки, увеличим число ее витков на некоторую величину, полагая, что прочие затраты энергии будут не более половины затрат от полезной работы всего ЭМП.

Определим теперь размер катушки, высота которой влияет на длину упругой трубки в случае компоновки, показанной на рис. 8.11. Когда число витков в одном ряду равно числу рядов в катушке, высота которой $D_{к}$, с учетом толщины прокладок между рядами ε_1 и наружной изоляции ε_2 , а также коэффициента запаса $k_{к}$ можно найти критический размер катушки:

$$D_{к} = \ell_{к1} + d_{пр} \sqrt{\frac{k_{к} \omega}{2}} + 2(\varepsilon_1 + \varepsilon_2).$$

Длина стержня, на котором закреплена заслонка, будет равна $\ell_{ст} = (\ell_{т} + \zeta_1)$. Диаметр

стержня в зависимости от его длины определяется уравнением

$$d_{ст}^4 = \frac{P_{засл} \ell_{ст}^3}{0,15 E_{ст} y_{ст}},$$

где $E_{ст}$ — модуль упругости стержня; $y_{ст}$ — прогиб стержня.

По этому соотношению можно выбрать внутренний диаметр упругой трубки, которая не будет ограничивать стержень заслонки при изгибе упругой трубки.

Знание наименьшего размера внутреннего диаметра упругой трубки позволит применить упругую трубку с меньшей толщиной стенки. С одной стороны, это дает возможность работать при более высоких давлениях, а с другой — будет способствовать снижению потери энергии, затрачиваемой на деформацию стенок упругой трубки.

Внутренний диаметр $d_{т}$ упругой трубки должен быть больше диаметра стержня $d_{ст}$, его прогиба $y_{ст}$, который ограничивают до 5 % от величины рабочего перемещения заслонки Δh в обе стороны от среднего положения заслонки:

$$d_{т} \geq d_{ст} + 2(\Delta h + y_{ст}).$$

Стержень не должен ограничиваться в рабочем перемещении.

Для определения наибольшей толщины стенки упругой трубки воспользуемся уравнением

$$\delta_{т} = \frac{p_{\max} d_{т}}{2\sigma_{т}},$$

где $\delta_{т}$ — толщина стенки упругой трубки; $\sigma_{т}$ — допустимое напряжение материала упругой трубки.

Давление внутри упругой трубки во время работы близко к давлению слива. Но в критических случаях (например, при возникновении гидравлических ударов) давление может быть значительно больше. Обычно давление p_{\max} принимают в 3 раза большим максимального рабочего давления. Учитывая, что упругая трубка работает в тяжелых динамических условиях (на изгиб), считают коэффициент запаса для материала упругой трубки равным 2.

Рабочая часть внешнего диаметра упругой трубки будет равна

$$d_{т.в} = d_{т.в} + 2\delta_{т},$$

где $d_{т.в}$ — внутренний диаметр упругой трубки.

Момент инерции сечения упругой трубки определяют по уравнению

$$J_T = \frac{\pi (d_{т.н})^3}{8} \delta_T. \quad (8.37)$$

Жесткость упругой трубки находят по формуле

$$C_T = \frac{3 E_T J_T}{\ell_T^3}, \quad (8.38)$$

где E_T — модуль упругости материала, из которого изготовлена трубка.

Угол поворота якоря можно описать равенством

$$\frac{\Delta h}{0,5 \ell_T + \zeta_1} = \frac{y_T}{0,5 \ell_T}, \quad (8.39)$$

откуда следует, что

$$y_T = \frac{\Delta h \cdot 0,5 \ell_T}{0,5 \ell_T + \zeta_1}. \quad (8.40)$$

Для того чтобы изогнуть упругую трубку на нужную величину, потребуется следующая сила:

$$P_o = C_T y_T, \quad (8.41)$$

где P_o — сила, которую надо приложить к концу упругой трубки для перемещения заслонки на рабочую величину при отсутствии нагрузки.

Установленные выше параметры позволяют оценить потребляемую ЭМП энергию при компенсации возможных дополнительных потерь и принять решение о том, следует ли полностью пересмотреть принятые параметры: увеличить число витков в катушке управления, изменить величину тока или какие-либо другие параметры.

Гидравлический распределитель работает в следующих режимах:

- перекрыты все рабочие окна, золотник находится в среднем положении, ток в катушку не поступает;
- в катушку подается ток, золотник приходит в движение, рабочие окна открываются, жидкость появляется в исполнительных гидродвигателях;
- в катушку поступает ток, обеспечивающий удержание золотника при открытых рабочих окнах.

Наибольшие затраты энергии, которые необходимы для управления гидравлическим распределителем, будут во время перемещения золотника из среднего положения в крайнее за требуемое время.

Баланс энергии в рассматриваемом случае определяется уравнением

$$\mathcal{E}_u = \mathcal{E}_k + \mathcal{E}_{засл} + \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{ст} + \mathcal{E}_{рас}, \quad (8.42)$$

где \mathcal{E}_u — энергия, поступающая из электрической цепи; \mathcal{E}_k — энергия, необходимая на преодоление инерции подвижных элементов; $\mathcal{E}_{засл}$ — энергия, расходуемая на перемещение заслонки гидравлического усилителя; \mathcal{E}_T — энергия, требующаяся для деформации упругой трубки; $\mathcal{E}_{ст}$ — энергия для деформации стержня, на котором крепится заслонка; $\mathcal{E}_{рас}$ — затраты энергии на компенсацию внутренних потерь в упругих элементах (рассеяние).

Энергия, которая должна поступать из электрической цепи в момент перемещения заслонки из среднего положения в крайнее за требуемое время $t_{зол}$,

$$\mathcal{E}_u = i_n U t_{зол}, \quad (8.43)$$

здесь i_n — полный ток в катушке управления, необходимый для создания магнитного поля в рабочих зазорах между якорем и магнитными наконечниками; U — напряжение тока; $t_{зол}$ — требуемое время перекладки золотника из среднего положения в крайнее.

Если будут известны энергия \mathcal{E}_u , которая должна поступать в катушку управления для перемещения заслонки, а также напряжение тока и требуемое время перемещения заслонки, то представляется возможным скорректировать число витков катушки управления.

Якорь электрического двигателя жестко связан со стержнем, на конце которого закреплены заслонки. Ось поворота якоря находится на уровне середины упругой трубки (см. рис. 8.11). Если пренебрегать смещением этой точки при изгибе упругой трубки, то энергию, необходимую для преодоления инерции якоря и связанных с ним элементов, можно представить уравнением

$$\mathcal{E}_k = J_a \varphi \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (8.44)$$

где $J_{я}$ — приведенный момент инерции якоря со всеми подвижными элементами, связанными с ним; φ — угол поворота якоря.

Приведенный момент инерции якоря $J_{я}$ для рассматриваемого случая может быть представлен формулой

$$J_{я} = \rho \left\{ \begin{aligned} & \ell_{я} a_{я} b_{я} \left(\frac{4a_{я}^2 + \ell_{я}^2}{12} \right) + \left(\frac{\pi D_{я}^2}{4} - \frac{\pi d_{я}^2}{4} \right) \frac{\ell_{т}}{2} \left[\frac{(0,5\ell_{т})^2}{3} + \frac{D_{я}^2 + d_{я}^2}{16} \right] + \frac{\pi D_{я}^2}{4} \ell_{к} \left(\frac{\ell_{т}^2}{12} + \frac{D_{я}^2}{16} + \frac{\ell_{т}^2}{4} \right) + \\ & + \left(\frac{\pi d_{т.н}^2}{4} - \frac{\pi d_{т.в}^2}{4} \right) \ell_{т} \left(\frac{\ell_{т}^2}{12} + \frac{d_{т.н}^2}{16} \right) + \frac{\pi d_{ст}^2}{4} \frac{\ell_{т}}{2} \left[\frac{(0,5\ell_{т})^2}{3} + \frac{d_{ст}^2}{16} \right] + \frac{\pi d_{ст}^2}{4} \left(\frac{\ell_{ст} - 0,5\ell_{т}}{2} \right) \left[\frac{(\ell_{ст} - 0,5\ell_{т})^2}{3} + \frac{d_{ст}^2}{16} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (8.45)$$

Здесь $\ell_{я}$, $a_{я}$, $b_{я}$ — соответственно длина, высота, ширина якоря; $D_{я}$ — наружный диаметр стакана якоря; $d_{я}$ — внутренний диаметр стакана якоря; $\ell_{к}$ — толщина дна стакана якоря; $d_{т.н}$ — наружный диаметр упругой трубки; $d_{т.в}$ — то же, внутренний; $d_{ст}$ — диаметр стержня; $\ell_{т}$ — длина рабочей части упругой трубки; $\ell_{ст}$ — длина стержня; ρ — плотность материала, из которого изготовлены детали передаточного механизма (рис. 8.12).

Угол поворота якоря вычисляется по формуле

$$\varphi = \frac{\Delta h + y_{т}}{\ell_{ст} - 0,5\ell_{т}}, \quad (8.46)$$

где Δh — допустимое смещение заслонки гидравлических потенциометров.

Величина смещения оси поворота якоря определяется величиной прогиба упругой трубки в середине:

$$y_{т} = \frac{M_{т} \ell_{т}^2}{8 E_{т} J_{т}}.$$

Вращающий момент $M_{т}$ зависит от противодействия сил, воздействующих на заслонку,

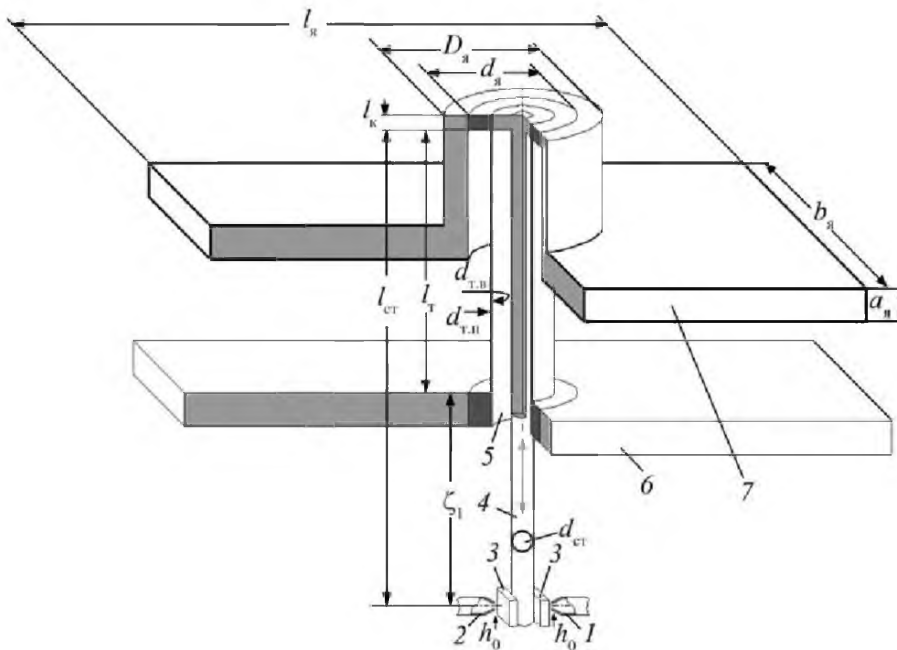


Рис. 8.12. К расчету приведенного момента инерции якоря ЭМП:

1, 2 — сопла гидравлических потенциометров; 3 — заслонки; 4 — стержень; 5 — упругая трубка; 6 — корпус ЭМП; 7 — якорь ЭМП

$$M_{\tau} = S_c(p_- - p_+) (\ell_{ст} - 0,5 \ell_{\tau}),$$

где S_c — поперечная площадь сопла.

С учетом уравнений (8.21), (8.22)

$$M_{\tau} = \frac{\pi d_{ст}^2}{4} (p_1 - p_{сн}) \frac{\Delta h}{h_0} (\ell_{ст} - 0,5 \ell_{\tau}).$$

В данном случае величина смещения точки поворота якоря находится по формуле

$$y_{\tau} = \frac{\pi d_{ст}^2}{4} (p_1 - p_{сн}) \frac{\Delta h}{h_0} (\ell_{ст} - 0,5 \ell_{\tau}) \frac{\ell_{\tau}^2}{8 E_{\tau} J_{\tau}},$$

где J_{τ} — момент инерции упругой трубки, равный

$$J_{\tau} = \frac{\pi d_{\tau,н}^3}{8} (d_{\tau,н} - d_{\tau,п}).$$

Уравнение (8.46) можно представить в виде

$$\varphi = (\Delta h) A, \quad (8.47)$$

$$A = \frac{1}{\ell_{ст} - 0,5 \ell_{\tau}} + \frac{\pi d_{ст}^2}{4} (p_1 - p_{сн}) \frac{\ell_{\tau}^2}{8 E_{\tau} J_{\tau} h_0}.$$

Производные по времени от угла поворота φ определяются уравнениями

$$\frac{d\varphi}{dt} = A \frac{d\Delta h}{dt} \quad \text{и} \quad \frac{d^2\varphi}{dt^2} = A \frac{d^2\Delta h}{dt^2}.$$

Кинетическая энергия за время перемещения золотника из среднего положения в крайнее составит

$$\mathcal{E}_k = A_k \Delta h \frac{\Delta^2(\Delta h)}{\Delta t^2}. \quad (8.48)$$

Здесь $A_k = J_{\pi} A^2$.

Затраты энергии на преодоление воздействия потоков жидкости, вытекающей из сливных сопел гидравлического усилителя, можно представить на основании уравнений (8.20)–(8.22). Величина этих затрат вычисляется из уравнения

$$\mathcal{E}_{засл} = A_{засл} (\Delta h)^2, \quad (8.49)$$

где

$$A_{засл} = \frac{\pi d_{ст}^2}{4 h_0} (p_1 - p_{сн}).$$

Затраты энергии \mathcal{E}_{τ} на деформацию упругой трубки описываются уравнением

$$\mathcal{E}_{\tau} = \frac{C_{\tau} y_{\tau}^2}{2}. \quad (8.50)$$

На основании уравнений (8.37)–(8.41) уравнение (8.50) можно записать в виде

$$\mathcal{E}_{\tau} = A_{\tau} (\Delta h)^2, \quad (8.51)$$

где

$$A_{\tau} = \frac{3 E_{\tau} (d_{\tau} + 2\delta_{\tau})^3 \delta_{\tau}}{16 \ell_{\tau}^3 \left(1 + \frac{2\zeta_{\tau}}{\ell_{\tau}}\right)}.$$

Затраты энергии $\mathcal{E}_{ст}$ на деформацию стержня, на котором закреплены заслонки, определяются уравнением

$$\mathcal{E}_{ст} = P_{зол} [(\Delta h) + y_{ст}]. \quad (8.52)$$

Если ограничить прогиб стержня 10 % от величины рабочего перемещения заслонки, то это уравнение с учетом уравнения (8.22) перепишем в виде

$$\mathcal{E}_{ст} = A_c (\Delta h)^2. \quad (8.53)$$

В этом уравнении

$$A_c = \frac{\pi d_{ст}^2}{4 h_0} (p_1 - p_{сн}) l_1.$$

Затраты энергии $\mathcal{E}_{рас}$ на компенсацию внутренних потерь упругих элементов в данном случае при повороте якоря в материале упругой трубки происходит рассеяние энергии. Оно зависит от массы тела и времени, за которое нужно переместить заслонку гидравлического усилителя. Исходя из предположения постоянной податливости упругой трубки, можно в первом приближении описать рассеяние энергии $\mathcal{E}_{рас}$ следующим уравнением:

$$\mathcal{E}_{рас} = \frac{P_o dy_{\tau}}{dt} \sqrt{m \mu_{рас}}. \quad (8.54)$$

В этом уравнении m — перемещаемая масса; $\mu_{рас}$ — податливость упругой трубки; P_o — сила сопротивления изгибу, равная

$$P_o = c_T y_T = \frac{3 E_T J_T \pi d_{CT}^2}{\ell_T^3 4 h_0} (\rho_1 - \rho_{cл}) (\ell_{CT} - 0,5 \ell_T) \frac{\ell_T^2}{8 E_T J_T} \Delta h.$$

Уравнение (8.54) на основании уравнений (8.37)–(8.41) можно переписать в виде

$$\Theta_{рас} = \frac{P_o d y_T}{dt} \sqrt{\frac{\gamma}{g} \left(\frac{\pi d_{Т.Н}^2}{4} - \frac{\pi d_{Т.В}^2}{4} \right) \ell_T \mu_{рас}}.$$

Это уравнение с учетом формулы (8.39) может быть записано следующим образом:

$$\Theta_{рас} = A_{рас} \Delta h \frac{d(\Delta h)}{dt}, \quad (8.55)$$

где

$$A_{рас} = \frac{3 E_T J_T}{\ell_T^3} \left[\frac{d_{CT}^2 (\rho_1 - \rho_{cл}) (\ell_{CT} - 0,5 \ell_T) \ell_T^2}{32 h_0 E_T d_{Т.Н}^3 \delta_T} \right]^2 \times \sqrt{\frac{2 \gamma (d_{Т.Н}^2 - d_{Т.В}^2) \ell_T^4}{3 g E_T d_{Т.Н}^3 \delta_T}}.$$

Уравнение (8.42) после подстановки уравнений (8.43), (8.48), (8.49), (8.51), (8.53), (8.55) будет следующим:

$$J_{II} U t_{зол} = A_K \Delta h \frac{d^2(\Delta h)}{dt^2} + A_{рас} \Delta h \frac{d(\Delta h)}{dt} + (A_{зол} + A_T + A_{CT}) (\Delta h)^2. \quad (8.56)$$

Уравнения (8.15), (8.33), (8.34), (8.56) описывают поведение электрогидравлического распределителя в режиме перекладки золотника из среднего положения в крайнее за время, которое определено в техническом задании. Необходимо выбрать такие конструктивные параметры элементов, входящие в эти уравнения, которые обеспечат требуемый режим работы создаваемому электрогидравлическому распределителю, в частности отработку наиболее сложного режима — перемещения золотника из среднего положения в крайнее за ограниченное время без перерегулировок и каких-либо колебательных процессов.

Другими словами, режим работы электрогидравлического распределителя желательнее иметь асимптотическим в течение требуемого времени. Для удобства анализа переписав

полученные нелинейные уравнения в следующем виде:

$$\ddot{x} = \alpha_0 \Delta h - \alpha_1 - \alpha_2 \dot{x} - \alpha_3 x; \quad (8.57a)$$

$$\dot{p}_{\Delta 1} = Q_{\Delta} [\sqrt{1 - p_{\Delta 1}} - (1 - \Delta h) \sqrt{1 + p_{\Delta 1}}] - S_{\Delta} \dot{x}; \quad (8.57b)$$

$$\dot{p}_{\Delta 2} = Q_{\Delta} [(1 + h_{\Delta}) \sqrt{1 - p_{\Delta 2}} - \sqrt{1 + p_{\Delta 2}}] - S_{\Delta} \dot{x}; \quad (8.57b)$$

$$\Delta \ddot{h} = \lambda_1 - \lambda_2 (\Delta \dot{h}) - \lambda_3 (\Delta h). \quad (8.57г)$$

В этих уравнениях

$$\alpha_0 = \frac{p_1 - p_{cл}}{m h_0}; \quad \alpha_1 = \frac{P_{II} - P_{г.д.}}{m}; \quad \alpha_2 = \frac{k_{ж}}{m}; \quad \alpha_3 = \frac{2c}{m};$$

$$Q_{\Delta} = \frac{4 \mu \ell h_0^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{p_1 - p_{cл}}{2} \right)}}{0,5 (p_1 - p_{cл}) k_{сж}}; \quad p_{\Delta 1} = \frac{\Delta p_1}{0,5 (p_1 - p_{cл})};$$

$$p_{\Delta 2} = \frac{\Delta p_2}{0,5 (p_1 - p_{cл})}; \quad h_{\Delta} = \frac{\Delta h}{h_0}; \quad S_{\Delta} = \frac{2 S_{зол}}{k_{сж} (p_1 - p_{cл})};$$

$$\lambda_1 = \frac{J_{II} U t}{A_K \Delta h} = \frac{J_{II} U}{A_K v_{засл}}; \quad \lambda_2 = \frac{A_{рас}}{A_K};$$

$$\lambda_3 = \frac{A_{зол} + A_T + A_{CT}}{A_K}.$$

Следует отметить, что поворот якоря в ЭМП осуществляется в результате взаимодействия двух магнитных полей. Магнитное поле создается электрическим током в катушке управления, взаимодействует с другим магнитным полем — полем возбуждения. Магнитное поле возбуждения может быть образовано дополнительной катушкой или постоянным магнитом. Величина этих магнитных полей в рабочем пространстве между магнитными наконечниками и якорем должна быть больше магнитного потока, создаваемого катушкой управления, во избежание перемагничивания постоянных магнитов. Энергия магнитного поля, излучаемого постоянным магнитом, зависит от материала постоянного магнита и определяется уравнением

$$\Theta_{II} \leq 0,5 B_r H_M V_{п.м.},$$

где B_r — остаточная индукция; H_M — коэрцитивная сила; $V_{п.м.}$ — объем материала постоянного магнита.

Работа постоянных магнитов обычно выбирается в диапазоне $B = 0,5 B_r$, и $H = 0,5 H_M$.

8.7. КАЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Уравнения, описывающие динамику проектируемой системы, обычно являются нелинейными¹. Анализ таких уравнений часто проводят на основе подхода Эйлера к решению линейных дифференциальных уравнений. Для использования этого метода необходима линеаризация нелинейных уравнений. Из известных способов линеаризации следует назвать метод разложения нелинейной функции в какой-либо сходящийся ряд. Разложение выполняют при значениях нелинейной функции, выбранных исследователем. Число членов такого разложения ограничивают одним или двумя членами используемого ряда.

Анализ линеаризованных нелинейных уравнений часто требует экспериментального подтверждения, поскольку не всегда можно судить о поведении системы по одной или двум точкам, в которых линейная система совпадает с нелинейной. Поэтому целесообразно провести анализ, не прибегая к линеаризации нелинейных уравнений.

Прямой метод анализа базируется на идеях А.М. Ляпунова [8.6], Ж.А. Пуанкаре [8.7], А.А. Андропова [8.8]. А.М. Ляпунов предложил прямой метод анализа нелинейных и линейных систем посредством построения некоторой функции аргументов, которые представляли бы «возмущения», т.е. являлись бы переменными в динамических уравнениях. При этом Ляпунов не указал, как построить такую функцию, какую в настоящее время называют «*функцией Ляпунова*».

В своих работах по качественному анализу динамических систем Андронов использовал «поверхности однократного пересечения». Эти замкнутые поверхности в фазовом пространстве, по сути дела, могут быть применены в методе Ляпунова. Воспользуемся этим подходом и покажем, что построение динамической системы с же-

лаемым поведением можно осуществить при ее проектировании.

В ходе анализа поведения проектируемой динамической системы возникает задача оценки влияния разных физических параметров, входящих в эту систему, например изменения таких параметров, как значения подведенной энергии или влияние различных конструктивных и массогабаритных характеристик элементов этой системы. Чтобы сравнить влияние разных физических и конструктивных параметров на поведение проектируемой системы, необходимо оценить степень влияния сравниваемых величин и параметров.

Для такого сравнения предварительно нормируется каждая переменная, при этом текущие значения переменных соотносятся с возможными наибольшими значениями этих переменных. Отметим еще, что при проектировании системы наибольший интерес могут вызвать области, соответствующие реальным изменениям параметров системы. Так, не может быть подводимая к проектируемому объекту энергия бесконечно большой, величина перемещения механических элементов ограничена и пр.

Поэтому нет необходимости оценивать поведение проектируемой системы в целом, во всей области пространства переменных. Надо провести анализ в небольшой, узкой области возможного изменения переменных проектируемой системы и выбрать такие конструктивные параметры, которые доставили бы системе желаемое поведение при всех допустимых изменениях переменных системы [8.9].

Для нормирования ниже выбраны наибольшие значения величин, включая и их высшие производные. Таким путем получим пространство переменных, в котором будем сравнивать возможное влияние этих переменных на поведение проектируемой системы. Для электрогидравлического распределителя примером таких нормированных величин являются значения, приведенные в табл. 8.1.

¹ Если линеаризации исходных уравнений препятствуют существенно нелинейные функции, то для анализа поведения системы потребуются другие известные из теории управления методы [8.1, 8.2]. Широко применяют также компьютерное моделирование нелинейных систем. Для аналитического исследования динамики систем наиболее обоснованным является прямой метод *А.М. Ляпунова* с предварительной выбранной функцией (*проф. Д.Н. Попов, ред.*).

8.1. Переменные, отнесенные к своему наибольшему значению

Переменные величины	Безразмерные значения переменных величин		
Перемещение золотника	$0 < x < 1$	$0 < \dot{x} < 1$	$0 < \ddot{x} < 1$
Давления в междроссельных клапанах	$0 < p_1 < 1$	$0 < \dot{p}_1 < 1$	—
	$0 < p_2 < 1$	$0 < \dot{p}_2 < 1$	
Перемещение заслонки	$0 < \Delta h < 1$	$0 < \Delta \dot{h} < 1$	$0 < \Delta \ddot{h} < 1$

Условные обозначения: x — отношение перемещения золотника к максимальному открытию рабочих окон; p_1 и p_2 — давления в междроссельных камерах, отнесенные к давлению при перекрытых окнах гидравлического усилителя; Δh — перемещение заслонки, отнесенное к расстоянию между соплом и заслонкой при среднем ее положении.

Производные этих величин соотносятся с минимальным временем t , за которое должно осуществиться полное открытие проходных окон золотника распределителя.

Эти безразмерные значения разных физических параметров образуют в фазовом пространстве ограниченную область реально возможных их изменений.

При проектировании поведение системы рассматривают только в ограниченном пространстве реально возможных возмущений по энергетическим и геометрическим параметрам. Так, перемещение золотника ограничивается полным открытием рабочих окон, поскольку большие значения не имеют смысла. Использование большей энергии или большей силы определяется величиной сопротивления этому действию. В ограниченной области переменных, если удастся построить семейство поверхностей однократного пересечения, то по направлению пересечения этой поверхности фазовыми траекториями можно судить о поведении проектируемой динамической системы.

Поверхность однократного пересечения характеризуется следующими свойствами. Каждую ее точку пересекает только одна фазовая траектория. Поверхность однократного пересечения не имеет особых точек, т.е. точек, в которые впадает несколько фазовых траекторий. Семейство замкнутых поверхностей однократного пересечения, заполнившее все пространство реально возможных переменных, по сути представляют собой функцию Ляпунова. Аргументы этого семейства есть не что иное, как «возмущения» по отношению к тому движению, которое принято за эталон и отражено в фазовом пространстве в виде начала координат.

Любая динамическая система может вести себя неоднозначно, что зависит от внешних или внутренних возмущений. Характер поведения системы ограничен небольшой областью реальных возмущений, т.е. изменениями переменных, не выходящих за границу выделенного пространства. Задача, которую решают при проектировании системы, — создать образец, отвечающий техническому заданию во всей области реальных возмущений. Это позволяет исследователю знать, как может повести себя система в любой точке выделенного пространства переменных относительно заданного режима работы, обозначенного в фазовом пространстве началом координат.

Решение задачи можно получить построением семейства поверхностей однократного пересечения во всей области возможных возмущений и проанализировать направление пересечения всех фазовых траекторий.

Если в каждой точке выделенного пространства каждая фазовая траектория пересекает поверхность однократного пересечения в направлении начала координат, т.е. в направлении требуемого движения, проектируемая система будет вести себя как устойчивая. Чтобы определить направление пересечения фазовой траекторией поверхности однократного пересечения, необходимо задать знак последней. Если придать поверхности однократного пересечения знак положительный, то производная по времени от функции, описывающей поверхность однократного пересечения, для устойчивой системы должна иметь знак отрицательный. Поверхность однократного пересечения может быть «сшита» из отдельных дуг желаемой формы [8.9]. Для построения поверхности однократного пересечения

чения используются четные однозначные поверхности.

Для переменных в фазовом пространстве построим поверхность однократного пересечения вида

$$V_{п.о.п} = (x)^2 + (\dot{x})^2 + (p_1)^2 + (p_2)^2 + (\Delta h)^2 + (\Delta \dot{h})^2. \tag{8.58}$$

Если через каждую точку этой поверхности проходит только по одной фазовой траектории, т.е. нет особых точек на этой поверхности, которые пересекались бы несколькими фазовыми траекториями, то семейство таких поверхностей, вложенных одна в другую, можно рассматривать как функцию Ляпунова. Действительно, рассматривая начало координат как желаемое движение из множества возможных движений проектируемой системы, мы всегда будем иметь только одну особую точку в фазовом пространстве — начало координат; это то движение, которое мы берем за эталон.

Выбранная поверхность [см. формулу (8.58)] однократного пересечения имеет положительный знак. В то же время она составлена из переменных — «возмущений», по Ляпунову. Производная от этой функции может иметь разные знаки. Но если она с отрицательным знаком, как указывал Ляпунов, то система будет устойчива. Другими словами, проектируемая система станет устойчивой по отношению к желаемому движению, т.е. относительно которого рассматриваются все вероятные движения в области реальных возможных возмущений относительно того, которое принято за эталон.

Производная от функции (8.58) будет следующей:

$$(V_{п.о.п})_t = 2(\dot{x})x + 2(\ddot{x})(\dot{x}) + 2(\dot{p}_1)p_1 + 2(\dot{p}_2)p_2 + 2(\Delta \dot{h})(\Delta \dot{h}) + 2(\Delta \ddot{h})\Delta h. \tag{8.59}$$

Отметим, что функция $F_T = \frac{(V_{п.о.п})_t}{2}$ представляет собой числитель функции от синуса угла между фазовой траекторией и поверхностью однократного пересечения. Знак производной от функции (8.58) определяется функцией F_T .

Таким образом, если в каждой точке указанного пространства реальных переменных системы представляется возможным получить знак функции отрицатель-

ным $F_T < 0$, то проектируемая система будет вести себя как асимптотически устойчивая. Анализ линейной или нелинейной систем сводится к выбору таких постоянных параметров проектируемой системы, которые доставили бы функции F_T отрицательное значение.

Для рассматриваемого случая функция F_T должна иметь отрицательное значение:

$$A_T = \dot{x}x + \ddot{x}\dot{x} + \dot{p}_1p_1 + \dot{p}_2p_2 + (\Delta \ddot{h})(\Delta \dot{h}) + (\Delta \dot{h})(\Delta h). \tag{8.60}$$

Подставив в уравнение (8.60) значения данных из уравнений (8.57а)–(8.57г), с учетом нормирования переменных величин получим

$$F_T = \dot{x}x + (\alpha_0 \Delta h - \alpha_1 - \alpha_2 \dot{x} - \alpha_3 x)\dot{x} + \{Q_{\Delta}[\sqrt{1-p_{\Delta 1}} - (1-\Delta h)\sqrt{1+p_{\Delta 1}}] - S_{\Delta}\dot{x}\}p_1 + \{Q_{\Delta}[(1+h_{\Delta})\sqrt{1-p_{\Delta 2}} - \sqrt{1-p_{\Delta 2}}] - S_{\Delta}\dot{x}\}p_2 + [\lambda_1 - \lambda_2(\Delta \dot{h}) - \lambda_3(\Delta h)](\Delta \dot{h}) + (\Delta \dot{h})(\Delta h). \tag{8.61}$$

В этом уравнении постоянные величины, помеченные двойными индексами, учитывают нормирование переменных. Для того чтобы разрабатываемая система обладала устойчивостью, необходимо обеспечить следующее неравенство:

$$(\dot{x}x + \alpha_0 \Delta h \dot{x} + Q_{\Delta} p_{\Delta 1} \sqrt{1-p_{\Delta 1}} + Q_{\Delta} \Delta h \sqrt{1+p_{\Delta 1}} + Q_{\Delta} p_{\Delta 2} \sqrt{1-p_{\Delta 2}} + Q_{\Delta} h_0 \sqrt{1-p_{\Delta 1}} + \lambda_1 \Delta \dot{h} + \Delta \dot{h} \Delta h) < (a_1 \dot{x} + a_2 \dot{x}^2 + a_3 \dot{x}x + Q_{\Delta} p_1 \sqrt{1+p_{\Delta 1}} + S_{\Delta} \dot{x} p_1 + Q_{\Delta} p_2 \sqrt{1-p_{\Delta 1}} + S_{\Delta} \dot{x} p_2 + I_2 (\Delta \dot{h})^2 + I_3 \Delta \dot{h} \Delta h). \tag{8.62}$$

Анализ величин, входящих в полученное неравенство (8.62), позволяет еще на стадии проектирования и выбора конструктивных элементов обратить внимание на элементы, параметры которых способствуют увеличению или уменьшению устойчивости работы проектируемого привода.

Если не удастся удовлетворить неравенство (8.62), то золотник не сможет за отведенное время перейти из одного положения в другое без какой-либо перерегулировки. В этом случае целесообразно продолжить анализ проектируемого объекта для уточнения возможного поведения объекта;

выявить, какие участки области реальных переменных системы ведут к неустойчивости последней и как эта область изменяется на поверхностях однократного пересечения при удалении или приближении всего семейства поверхностей однократного пересечения по отношению к желаемому движению, т.е. к началу координат фазового пространства.

Для такого анализа можно использовать функцию F_T , по которой можно судить, изменила ли фазовая траектория направление движения относительно поверхности однократного пересечения, если взять поверхностный интеграл этой функции по поверхности однократного пересечения [8.10].

8.8. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Накопленный опыт эксплуатации одноканальных систем управления приводами, ответственных за безопасность людей, показывает, что наиболее слабым звеном является электронный блок управления. Интенсивность отказов этих блоков на три-четыре порядка выше электрогидравлических усилителей типа сопло—заслонка [8.11].

Для повышения безотказности работы рассматриваемых систем электрогидравлических приводов применяют две, три и даже четыре независимые друг от друга электронные системы управления (ЭСУ). Такие фирмы США, как Boeing, Lockheed, устанавливают на один гидравлический распределитель по четыре независимые ЭСУ и допускают отказ не более двух из четырех независимых ЭСУ [8.13].

Это связано с тем, что при отказе трех каналов управления существенно нарушается взаимодействие магнитных полей в зазорах магнитных наконечников. На рис. 8.13 показано, что при отказе трех управляющих катушек магнитные поля в рабочих зазорах между якорем и магнитными наконечниками очень разные и в одном из двух рабочих зазоров магнитное поле практически отсутствует.

Несимметричность изменения магнитной индукции в зазорах магнитных наконечников может быть устранена путем секционирования катушек управления, что повышает надежность управления на один порядок [8.12].

Что касается рассмотренной системы управления с усилителем типа сопло—заслонка, то при этом задача упрощается. Не-

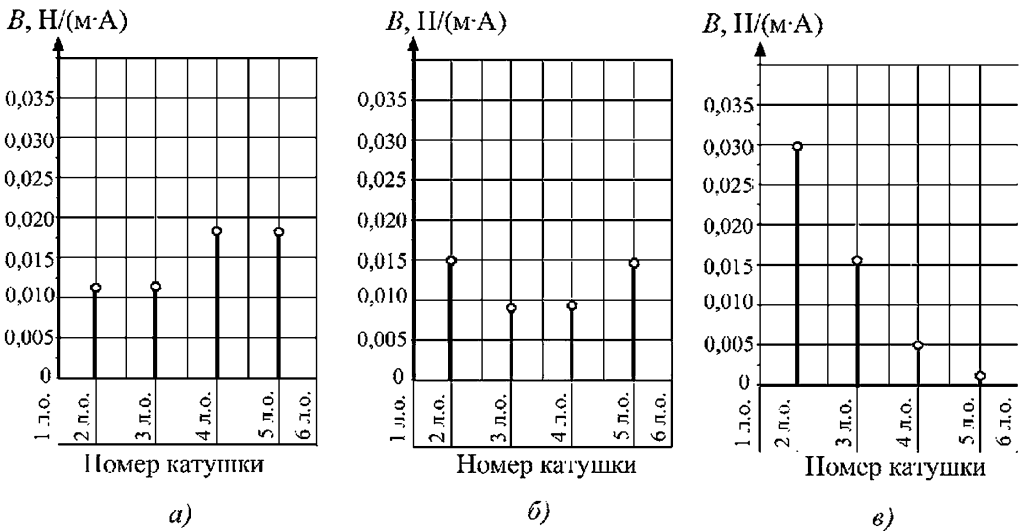


Рис. 8.13. Изменение магнитной индукции в катушке четырехкратного резервирования при полном токе и отказе одной (а), двух (б) и трех (в) резервируемых катушек (точками указаны величины индукции среднего значения катушек):

л.о. — линии оценки

обходимо, чтобы каждая половина катушек обеспечивала бы заданное изменение магнитной индукции вне зависимости от расстояния между катушкой и магнитными наконечниками. Последнее достигается разбиением управляющих катушек на отдельные секции.

В этом случае представляется возможным обеспечить надежное управление гидравлическим приводом любой одной из числа резервирующих ЭСУ.

Поток магнитной индукции в магнитопроводах распространяется по аналогичным законам ее распространения в вакууме или воздухе, но с учетом физических свойств среды к магнитной восприимчивости

$$B_{\text{маг}} = k_B \frac{J_n}{L},$$

где $B_{\text{маг}}$ — магнитная индукция в магнитопроводе на расстоянии L от источника возбуждения; k_B — коэффициент пропорциональности в зависимости от физических свойств среды; J_n — полный ток.

При размещении дополнительных катушек управления необходимо скорректировать размеры якоря, рабочих зазоров между якорем и магнитными наконечниками.

Рассмотрим порядок расчета размеров секций катушек управления и их расположение между собой для обеспечения равного воздействия на магнитные наконечники.

Секционирование двух катушек управления

На рис. 8.14 показана схема расположения двух управляющих катушек: последовательно расположенных (рис. 8.14, а); секционированных (рис. 8.14, б). Величина магнитной индукции B_1 , наведенная первой катушкой последовательного расположения в рабочих зазорах магнитных наконечников, определяется уравнением

$$B_1 = k_B \frac{J_n}{a + 0,5\ell},$$

где a — расстояние от средней части магнитных наконечников до первой катушки; ℓ — размер катушки вдоль ее оси.

Магнитная индукция B_2 от второй катушки управления в средней части магнитных наконечников составит

$$B_2 = k_B \frac{J_n}{a + 1,5\ell}.$$

Сравнение величин наводимых магнитных индукций при последовательном расположении катушек управления показывает, что $B_1 > B_2$.

Равное воздействие магнитной индукции каждой катушки ($B_1 = B_2$) на опорное магнитное поле магнитных наконечников можно осуществить путем разделения рабочих катушек на секции. Посредством изменения полного тока секции и места расположения этих секций относительно друг друга представляется возможным обеспечить одинаковое воздействие каждой катушки на опорное магнитное поле магнитных наконечников. Если в каждой катушке управления одинаковое число витков, а также одинаковое число витков в одном ряду, то можно полагать, что полный ток катушек пропорционален ширине катушки, а ток в секции катушки пропорционален ее ширине. Тогда при двукратном резервировании можно записать следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{B_1}{kJ_n} &= \frac{1 - \frac{\Delta \ell_1}{\ell_1}}{a + 0,5(\ell_1 - \Delta \ell_1)} + \\ &+ \frac{\frac{\Delta \ell_1}{\ell_1} \Delta \ell_1}{a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + \ell_2 + 0,5\Delta \ell_1}; \\ \frac{B_2}{kJ_n} &= \frac{1}{a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + 0,5\ell_2}. \end{aligned}$$

Приравняв правые части этих уравнений, получим зависимости, которые позволят определить размеры секций и их расположения относительно второй катушки (рис. 8.14, б):

$$\begin{aligned} \frac{\ell_1 - \Delta \ell_1}{\ell_1 [a + 0,5(\ell_1 - \Delta \ell_1)]} + \frac{\Delta \ell_1}{\ell_1 [a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + \ell_2 + 0,5\Delta \ell_1]} - \\ - \frac{1}{a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + 0,5\ell_2} = 0. \end{aligned} \tag{8.63}$$

Секционирование трех катушек управления

Аналогично находятся секции катушек управления при трехкратном резервировании, повышающие работоспособность гидравлического распределителя тремя независимыми

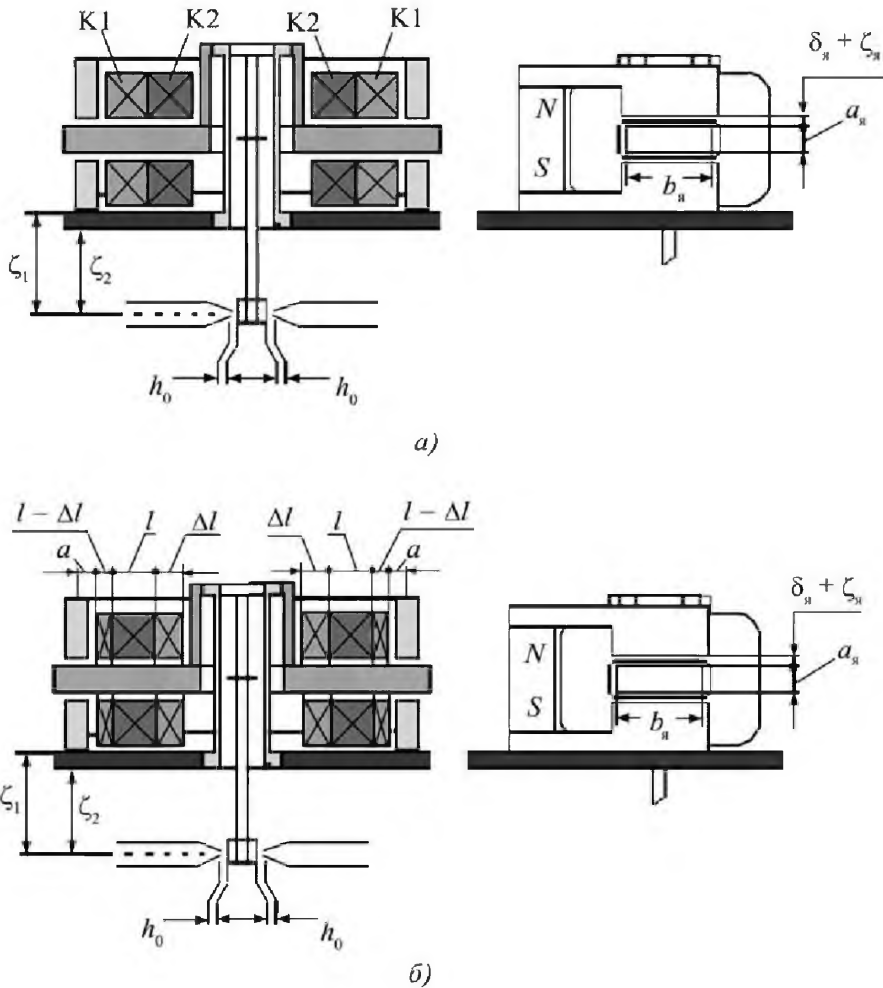


Рис. 8.14. Схемы размещения катушек при двукратном резервировании:

a — последовательного расположения катушек управления; *б* — размещения секционированных катушек управления

ЭСУ. В этом случае необходимые размеры секций катушек управления определяются двумя уравнениями:

Схема размещения катушек управления при трехкратном резервировании показана на рис. 8.15, *a*.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\ell_1 - \Delta \ell_1}{\ell_1 [a + 0,5(\ell_1 - \Delta \ell_1)]} + \frac{\Delta \ell_1}{\ell_1 [a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + \ell_2 + \ell_3 + 0,5 \Delta \ell_1]} - \frac{1}{a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + (\ell_2 - \Delta \ell_2) + 0,5 \ell_3} &= 0; \\ \frac{\ell_2 - \Delta \ell_2}{\ell_2 [a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + 0,5(\ell_2 - \Delta \ell_2)]} + \frac{\Delta \ell_2}{\ell_2 [a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + (\ell_2 - \Delta \ell_2) + \ell_3 + 0,5 \Delta \ell_2]} - \frac{1}{a + (\ell_1 - \Delta \ell_1) + (\ell_2 - \Delta \ell_2) + 0,5 \ell_3} &= 0. \end{aligned} \right\}$$

(8.64)

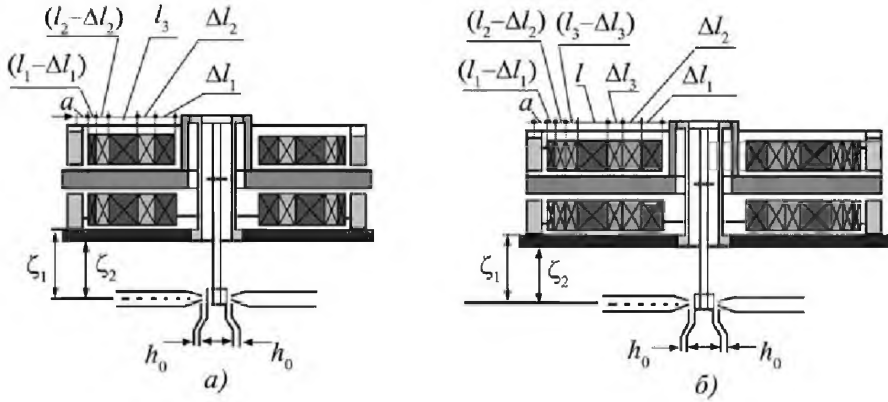


Рис. 8.15. Схемы размещения секций катушек управления при трех- (а) и четырехкратном (б) резервировании посредством применения независимых друг от друга электронных систем управления

Секционирование четырех катушек управления

При четырехкратном резервировании получим три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{l_1 - \Delta l_1}{l_1[a + 0,5(l_1 - \Delta l_1)]} + \frac{\Delta l_1}{l_1[a + (l_1 - \Delta l_1) + l_2 + l_3 + l_4 + 0,5 \Delta l_1]} - \\ & \qquad \qquad \qquad - \frac{1}{a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + (l_3 - \Delta l_3) + 0,5 l_4} = 0; \\ & \frac{l_2 - \Delta l_2}{l_2[a + (l_1 - \Delta l_1) + 0,5(l_2 - \Delta l_2)]} + \frac{\Delta l_2}{l_2[a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + l_3 + l_4 + 0,5 l_2]} - \\ & \qquad \qquad \qquad - \frac{1}{a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + (l_3 - \Delta l_3) + 0,5 l_4} = 0; \\ & \frac{l_3 - \Delta l_3}{l_3[a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + 0,5(l_3 - \Delta l_3)]} + \frac{\Delta l_3}{l_{31}[a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + (l_3 - \Delta l_3) + 0,5 l_4]} - \\ & \qquad \qquad \qquad - \frac{1}{a + (l_1 - \Delta l_1) + (l_2 - \Delta l_2) + (l_3 - \Delta l_3) + 0,5 l_4} = 0. \end{aligned} \right\}$$

(8.65)

На рис. 8.15, б приведена схема четырехкратного резервирования.

Если резервирующие ЭСУ гидравлическим распределителем и катушки управления электродвигателем идентичны, то уравнения (8.63)–(8.65) позволяют определить размеры секций и их размещение между собой. Тогда каждая секционированная катушка независимо одна от другой будет обеспечивать равное по величине взаимодействие с магнитным полем магнитных наконечников. Но поскольку суммарный средний ток всех секционированных катушек находится в одной точке на расстоянии, большем, чем средний полный ток

при использовании только одной катушки, то расстояние точки среднего полного тока до середины опорного магнитного поля будет ближе, чем при секционированных катушках.

В связи с этим при необходимости обеспечения взаимодействия каждой секционированной катушки на уровне одной несекционированной следует либо повысить предельный ток, либо увеличить число витков каждой секции в соответствии с уравнением

$$\frac{\omega_c}{\omega_1} = \sqrt{1 + \frac{n \ell}{r}}, \tag{8.66}$$

где ω_c — число витков секционированной катушки; ω_1 — то же, несекционированной; n — число секционированных катушек; ℓ — шири-

на секционированной катушки; r — размер якоря от оси поворота до средней части магнитных наконечников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

8.1. **Лещенко В.А.** Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

8.2. **Гамынин Н.С., Жданов Ю.К., Климашин А.А.** Динамика быстродействующего гидравлического привода. М.: Машиностроение, 1979. 80 с.

8.3. **Ахматов А.С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 473 с.

8.4. **Физические** величины: справочник / под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.

8.5. **Гийон М.** Исследование и расчет гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1964. 388 с.

8.6. **Ляпунов А.М.** Собрание сочинений. Т. 2. Общая задача об устойчивости движения. М.: АН СССР, 1956. 472 с.

8.7. **Пуанкаре Ж.А.** Теория аналитической функции. О динамике электрона, 1906.

8.8. **Андронов А.А., Леонтович Е.А., Гордон И.И., Майер А.Г.** Качественная теория динамических систем второго порядка. М.: Наука, 1966. 568 с.

8.9. **Трифонов О.Н.** Лекции по анализу устойчивости нелинейных гидропневматических систем и аппаратов. М.: Мосстанкин, 1971. 160 с.

8.10. **Трифонов О.Н.** Устойчивость нелинейных динамических систем // Гидравлические системы металлорежущих станков: межвуз. сб. научн. тр. М.: Станкин, 1978. № 3. С. 13–15.

8.11. **Редько П.Г.** Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов. М.: Изд. центр МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2002. 230 с.

8.12. **Трифорова О.И.** Анализ и синтез тяговой характеристики электрогидравлического распределителя при многократном резервировании по управлению / Автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук. М.: МАДИ (Гос. техн. ун-т), Техполиграфцентр, 2008.

8.13. **Raymond E.T., Chenoweth C.C.** Aircraft flight control actuation system design. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1993. 270 p.

Глава 9

ВИБРАЦИОННЫЙ ПРИВОД

Вибрационный привод — устройство для преобразования вибрации ведущего элемента устройства в направленное перемещение его ведомого элемента.

Работа вибрационного привода основана на использовании эффекта *вибрационного перемещения*, под которым понимается возникновение направленного в среднем движения ведомого элемента за счет ненаправленных в среднем колебательных воздействий со стороны ведущего элемента [9.1].

Различают два вида вибрационных приводов.

К приводам первого вида относятся *вибрационные транспортирующие устройства*, где ведущими элементами являются непосредственно рабочие (грузонесущие) органы вибрационных машин (конвейеров, насосов, питателей, дозаторов, бункеров), чья вибрация и создает направленное перемещение сыпучих и кусковых материалов, паст, жидкостей и иных продуктов [9.2–9.5]

К приводам второго вида принадлежат *вибрационные двигатели*, в которых вибрация ведущего элемента преобразуется во вращательное движение ротора либо поступательное движение ползуна, затем используемое для привода того или иного механизма [9.6].

Ведущий элемент вибрационного привода является выходным звеном *колебательной системы*, вибрация которой создается с помощью *вибровозбудителя*.

Колебательные системы вибрационных транспортных устройств, работающие, как правило, в диапазоне низких ($\sim 10 \dots 10^2$ Гц) частот, представляются моделями с одной или несколькими степенями свободы с сосредоточенными массовыми и упругими элементами. Колебания таких систем создаются *центробежными, электромагнитными и электродинамическими* вибровозбудителями. Иногда для этой цели используют *кинематические* вибровозбудители, создающие колебания несущего органа с помощью кулачковых, кривошипно-шатунных и тому подобных механизмов.

Колебательные системы вибрационных двигателей работают в диапазоне низких ультразвуковых частот $[(20 \dots 60)10^3$ Гц]. Такие системы моделируются стержневыми элементами с распределенными параметрами и возбуждаются посредством *магнитострикционных* или *пьезоэлектрических* электроакустических преобразователей.

9.1. ВИБРАЦИОННЫЕ ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

9.1.1. Характеристика сухого трения

При описании вибрационных транспортирующих устройств транспортируемое твердое тело представляют *материальной точкой*, имеющей конечную массу m , а ее взаимодействие с вибрирующим несущим органом описывают с помощью *нелинейной динамической характеристики* $F = F(v)$, определяющей зависимость силы F взаимодействия от скорости v движения точки относительно несущего органа. При описании процессов вибрационного транспортирования, как правило, полагают, что между транспортируемым телом и несущим органом действует сила сухого трения.

Пусть на тело I (рис. 9.1), расположенное на плоской шероховатой поверхности, действуют внешние силы: прижимающая к плоскости сила P и сдвигающая по плоскости сила Q . Со стороны плоскости на тело влияют нормальная N и касательная F реакции (сила сухого трения). Относительно плоскости тело может двигаться по плоскости вдоль траектории A по некоторому закону $s = s(t)$ со скоростью $v = \dot{s}(t)$ или нахо-

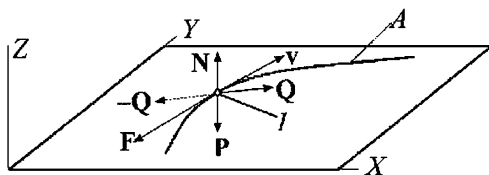


Рис. 9.1. Силы, действующие на тело при его движении по шероховатой плоскости

даться в покое ($v=0$). Тогда сила трения описывается следующим образом:

$$\mathbf{F} = \begin{cases} -\vartheta N \frac{\mathbf{v}}{v} & \text{при } v \neq 0; \\ -Q & \text{при } v = 0, \end{cases} \quad (9.1)$$

где ϑ — коэффициент трения; \mathbf{v} — вектор скорости, направленный по касательной к траектории движения, $v = |\mathbf{v}|$.

Сила трения направлена противоположно скорости скольжения при $v \neq 0$ или внешней силе при $v=0$ (штриховая стрелка на рис. 9.1). Для тела, лежащего на неподвижной плоскости, $N = mg$, где m — масса тела; g — ускорение свободного падения, и тело будет оставаться в покое, если

$$Q \leq \vartheta mg. \quad (9.2)$$

Ниже будет показано, что это соотношение может нарушаться при вибрации плоскости, которая приводит к возникновению разнообразных нелинейных эффектов вибрационного перемещения.

9.1.2. Вибрационное перемещение при действии силы, направление которой совпадает с направлением вибрации

На рис. 9.2 показана простейшая модель вибрационного перемещения. Тело 1 расположено на шероховатой горизонтальной плоскости 2, совершающей гармонические колебания в направлении оси X неподвижной системы координат O_1XZ по закону

$$u(t) = a \sin \omega t, \quad (9.3)$$

где a и ω — соответственно амплитуда и частота колебаний плоскости.

Движение тела относительно плоскости будем рассматривать в системе координат O_1xz , связанной с плоскостью.

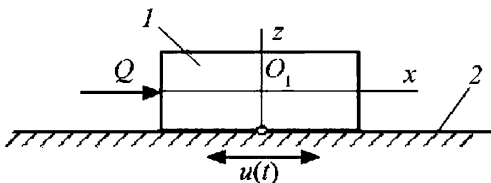


Рис. 9.2. Модель перемещения тела по вибрирующей плоскости

К телу в направлении оси x приложена сдвигающая сила $Q < \vartheta mg$, где m — масса тела; g — ускорение свободного падения.

Таким образом, при отсутствии вибрации величина силы Q недостаточна для преодоления силы трения и тело остается неподвижным.

Покажем, что при колебаниях плоскости тело может двигаться по плоскости под действием постоянной силы тем меньшей, чем больше амплитудное значение $a\omega$ скорости колебаний.

Тело останется неподвижным относительно вибрирующей плоскости, если будет выполнено следующее неравенство:

$$Q - m\ddot{u}(t) = Q + ma\omega^2 \sin \omega t \leq \vartheta mg, \quad (9.4)$$

где $m\ddot{u}(t)$ — сила инерции.

Учитывая что $|\sin \omega t| \leq 1$, условие неподвижности тела относительно плоскости в течение всего периода колебаний принимает вид

$$Q \leq (\vartheta - a\omega^2 / g) mg. \quad (9.5)$$

Величину

$$\vartheta^* = \vartheta - a\omega^2 / g \quad (9.6)$$

называют *эффективным коэффициентом* сухого трения [9.2].

Из формулы (9.6) следует, что любая даже сколь угодно малая вибрация плоскости приводит к снижению эффективного коэффициента трения, а при

$$a\omega^2 \geq \vartheta g \quad (9.7)$$

трение как бы исчезает и тело начинает двигаться по плоскости при сколь угодно малой силе Q .

Далее будет показано, что перемещение тела относительно вибрирующей плоскости при $Q < \vartheta mg$ имеет следующие чередующиеся фазы: фазу движения вперед в направлении действующей силы, фазу движения назад и фазу продолжительного останова на плоскости. Реализация той или иной комбинации фаз движения зависит от соотношения величин действующей силы, силы трения и силы инерции. Периодические режимы движения могут быть трех видов:

- движение с одним продолжительным остановом, при котором фазы движения впе-

ред чередуются с продолжительными остановками;

- движение с мгновенным и продолжительным остановками, когда фаза движения вперед сменяется фазой движения назад, за которой следует продолжительный останов;

- движение с двумя мгновенными остановками, при котором движения вперед и назад чередуются после мгновенных остановок при сменах направления скорости.

1. **Движение с одним продолжительным остановом.** С учетом выражения (9.5) условие реализации такого движения имеет вид

$$(\vartheta g - q) < a\omega^2 < (\vartheta g + q), \quad (9.8)$$

где $q = Q / m$.

Левая часть этого неравенства означает, что сила инерции, возникающая при вибрации плоскости, достаточна, чтобы преодолеть силу сопротивления и начать движение по плоскости до останова. Правая часть говорит о том, что сила инерции не сможет преодолеть силу сопротивления после останова относительно плоскости при смене знака скорости относительного движения и тело останется неподвижным относительно плоскости на остальной части периода колебаний. Опишем это движение.

Пусть на некоторой части периода колебаний [см. формулу (9.3)] плоскости выполняется неравенство (9.4) и тело остается неподвижным относительно плоскости. Неравенство нарушится, и тело начнет движение под действием силы Q в момент времени

$$t_1 = \omega^{-1} \arcsin (\vartheta g - q) / (a\omega^2). \quad (9.9)$$

Дальнейшее движение тела по плоскости описывается уравнением

$$\dot{x}(t) = q - \vartheta g + a\omega^2 \sin \omega t. \quad (9.10)$$

Скорость и положение тела при его движении по плоскости при начальных условиях $t = t_1, \dot{x} = 0, x = 0$ определяются выражениями

$$\dot{x}(t) = (q - \vartheta g) (t - t_1) - a\omega (\cos \omega t - \cos \omega t_1); \quad (9.11)$$

$$x(t) = (q - \vartheta g) \left[\frac{1}{2} (t^2 - t_1^2) - t_1 (t - t_1) \right] + a\omega (t - t_1) \cos \omega t_1 - a (\sin \omega t - \sin \omega t_1). \quad (9.12)$$

Останов тела в промежутке одного периода $T = 2\pi / \omega$ колебаний произойдет в момент $t_1 < t_2 < t_1 + T$, который определяется из условия $\dot{x}(t_2) = 0$ или согласно выражению (9.11)

$$\cos \omega t_2 = \cos \omega t_1 + (q - \vartheta g) (t_2 - t_1) / a\omega. \quad (9.13)$$

После останова в момент $t = t_2$ тело будет оставаться неподвижным относительно вибрирующей плоскости до момента $t = t_1 + T$, и далее процесс повторится.

Таким образом, в данном случае вибрационное перемещение представляет собой периодический процесс движения тела с остановками относительно вибрирующей плоскости. На рис. 9.3 показаны графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости, построенные по уравнениям (9.11), (9.12) с учетом выражений (9.7) и (9.13) при следующих параметрах системы: $\vartheta g = 300 \text{ см/с}^2; q = 250 \text{ см/с}^2; a\omega^2 = 250 \text{ см/с}^2 (a = 0,1 \text{ см}; \omega = 50 \text{ с}^{-1})$.

Рассчитанные по формулам (9.9) и (9.13) моменты начала $\tau_1 = \omega t_1 = 0,201$ движения и останова $\tau_2 = \omega t_2 = 4,777$, а путь, пройденный телом за время одного периода колебаний,

$$s = x(t_2) - x(t_1) = 0,36 \text{ см}. \quad (9.14)$$

Основной характеристикой вибрационного привода является средняя скорость дви-

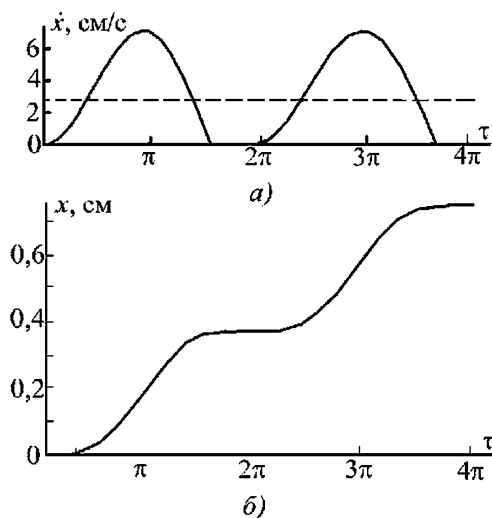


Рис. 9.3. Графики скорости (а) и перемещения (б) тела при движении по вибрирующей плоскости

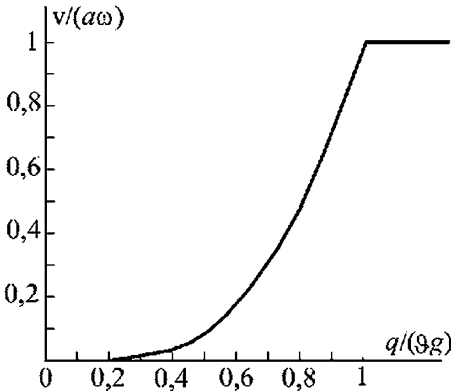


Рис. 9.4. Зависимость скорости v транспортирования от силы Q при движении с одним продолжительным остановом

жения, называемая скоростью транспортирования:

$$v = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{x}(t) dt = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \dot{x}(t) dt = \frac{\omega}{2\pi} s. \quad (9.15)$$

В рассмотренном примере скорость транспортирования $v = 2,86$ см/с. На рис. 9.3, a она показана штриховой линией.

Положив в уравнении (9.13) $t_2 = t_1 + T = t_1 + 2\pi/\omega$, найдем, что переход от движения с остановами к непрерывному движению без остановов произойдет при $Q = \vartheta mg$ [см. формулу (9.2)]. В этом случае $\tau_1 = 0$, $\tau_2 = 2\pi$, и из выражения (9.12) сразу определим пройденный за один период путь: $s = 2\pi a$, а из уравнения (9.15) — скорость транспортирования $v = a\omega$.

На рис. 9.4 показана зависимость скорости v транспортирования тела при его движении с остановами от силы Q . Из этого рисунка видно, что движение с остановами реализуется при малых амплитудах вибрационной скорости, определяемых неравенством (9.8). При этом имеет место однозначная зависимость скорости транспортирования от постоянной движущей силы.

2. Движение с мгновенным и продолжительным остановами. Такие режимы реализуются при выполнении условия

$$(\vartheta g + q) < a\omega^2 < W. \quad (9.16)$$

Левая часть этого неравенства означает, что сила инерции способна сразу после останова тела преодолеть сопротивление движе-

нию тела в обратном направлении. Правая часть неравенства говорит о том, что существует некоторое значение W ускорения плоскости, превышение которого приводит к переходу в режим движения с двумя мгновенными остановами.

Физический смысл этой величины будет пояснен ниже. Здесь рассмотрим две фазы движения, отличающиеся знаком скорости скольжения тела по плоскости. Для первой фазы движения справедливы соотношения (9.9)–(9.13).

Вторая фаза начинается с момента $t = t_2$. Уравнение движения на этом этапе имеет вид

$$\ddot{x}(t) = q + \vartheta g + a\omega^2 \sin \omega t. \quad (9.17)$$

Скорость и положение тела при его движении по плоскости при начальных условиях $t = t_2$, $\dot{x} = 0$, $x = x(t_2)$ определяются выражениями (при $t \geq t_2$)

$$\dot{x}(t) = (q + \vartheta g)(t - t_2) - a\omega(\cos \omega t - \cos \omega t_2); \quad (9.18)$$

$$x(t) = x(t_2) + (q + \vartheta g) \left[\frac{1}{2}(t^2 - t_2^2) - t_2(t - t_2) \right] + a\omega(t - t_2) \cos \omega t - a(\sin \omega t - \sin \omega t_2). \quad (9.19)$$

Останов тела произойдет в момент $t_2 < t_3 < t_1 + T$, который определяется из условия $\dot{x}(t_3) = 0$ или согласно уравнению (9.18):

$$\cos \omega t_3 = \cos \omega t_2 + (q + \vartheta g)(t_3 - t_2)/(a\omega). \quad (9.20)$$

После останова в момент $t = t_3$ тело будет оставаться неподвижным относительно вибрирующей плоскости до момента $t = t_1 + T$, и далее процесс повторится.

На рис. 9.5 показаны графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости при следующих параметрах системы: $\vartheta g = 300$ см/с²; $q = 100$ см/с²; $a\omega^2 = 600$ см/с² ($a = 0,1$ см; $\omega = 77,46$ с⁻¹).

Рассчитанные по формулам (9.9), (9.13) и (9.20) моменты начала $\tau_1 = \omega t_1 = 0,34$, смены знака скорости $\tau_2 = \omega t_2 = 4,32$ и останова $\tau_3 = \omega t_3 = 6,39$, а путь, пройденный телом за время одного периода колебаний, $s = x(t_3) = 0,2$ см. По формуле (9.15) найдем скорость транспортирования $v = 2,45$ см/с. Заметим, что в данном примере

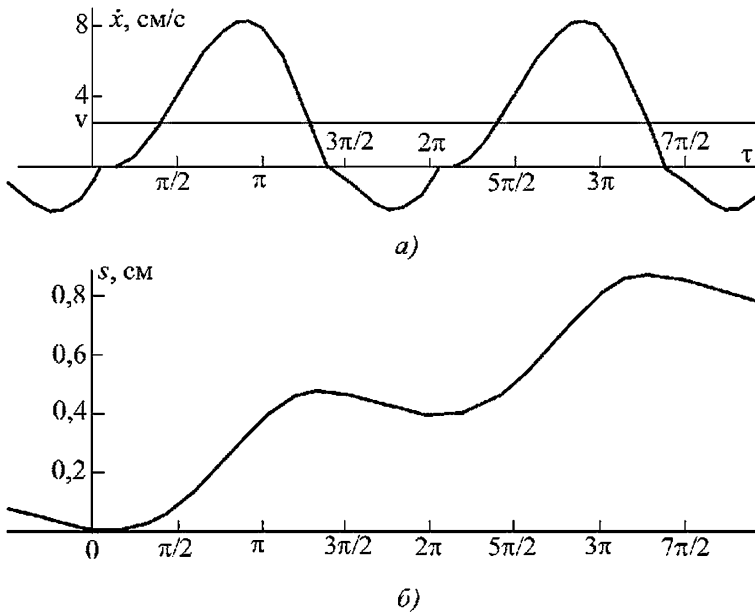


Рис. 9.5. Изменение скорости (а) и положения (б) тела при движении с мгновенным и продолжительным остановами

время движения по плоскости вперед $\tau_{д.в} = \tau_2 - \tau_1 = 3,98$, время движения назад $\tau_{д.н} = \tau_3 - \tau_2 = 2,07$, а время останова тела на плоскости $\tau_o = 2\pi - (\tau_{д.в} + \tau_{д.н}) = 0,23$.

Очевидно, что рассматриваемый режим реализуется, если полученное в результате решения время останова $\tau_o > 0$ или $(\tau_3 - \tau_1) < 2\pi$. При численных расчетах необходимо проверять выполнение этого неравенства. Например, для приведенного выше случая это неравенство соблюдается при $a\omega^2 < W = 700 \text{ см/с}^2$.

3. Движение с двумя мгновенными остановами. Такие режимы заведомо реализуются при выполнении условия $a\omega^2 \geq W$, но в окрестности граничного значения может находиться малая область существования обоих режимов.

Движение с двумя мгновенными остановами имеют две фазы, отличающиеся знаком скорости тела относительно вибрирующей плоскости. Установившиеся периодические движения с остановами на границах фаз движения вперед и назад описываются уравнениями (9.10) и (9.17), а скорости и перемещения тела их решениями (9.11), (9.12) и (9.18), (9.19) соответственно.

Как правило, наибольший практический интерес представляют периодические движе-

ния с частотой, равной частоте ω колебаний плоскости. Моменты t_1, t_2, t_3 перехода из одной фазы движения в другую определяются уравнениями (9.13), (9.20), к которым следует добавить очевидное условие периодичности

$$\tau_3 = 2\pi + \tau_1. \tag{9.21}$$

Тогда из уравнения (9.20) находим

$$\cos \tau_2 = \cos \tau_1 - (q + \vartheta g)(2\pi + \tau_1 - \tau_2) / (a\omega^2).$$

Это равенство совместно с выражением (9.13) дают два уравнения относительно значений τ_1 и τ_2 :

$$\begin{aligned} \tau_2 - \tau_1 &= \pi [1 + q / (\vartheta g)]; \tag{9.22} \\ \sin \frac{\tau_2 + \tau_1}{2} &= \frac{(\vartheta g - q)(\tau_2 - \tau_1)}{2 a \omega^2 \sin \frac{\tau_2 - \tau_1}{2}}. \tag{9.23} \end{aligned}$$

Из этих выражений, учитывая условие $|\sin(\tau_2 + \tau_1)/2| \leq 1$, находим необходимое условие существования искомого 2π -периодического режима

$$a\omega^2 \geq \left| \frac{\pi}{2} \frac{(\vartheta g)^2 - q^2}{\vartheta g \sin \frac{\pi [1 + q / (\vartheta g)]}{2}} \right|. \tag{9.24}$$

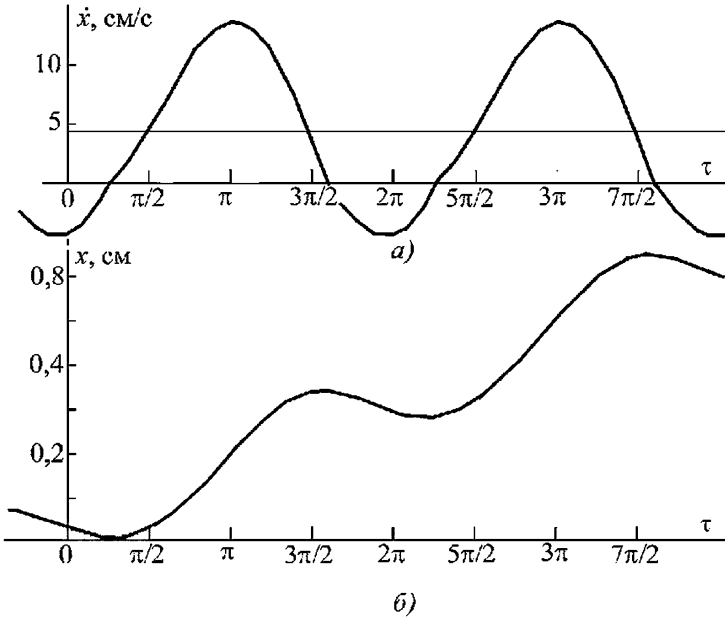


Рис. 9.6. Изменение скорости и положения тела при движении с двумя мгновенными остановками

На рис. 9.6, а, б показаны графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости при $\vartheta g = 300 \text{ см/с}^2$; $q = 100 \text{ см/с}^2$, $a\omega^2 = 1000 \text{ см/с}^2$ ($\omega = 100 \text{ с}^{-1}$). Рассчитанные по формулам (9.21)–(9.23) моменты смены знака скорости; путь, пройденный телом за время одного периода колебаний, и скорость транспортирования: $\tau_1 = 0,542$; $\tau_2 = 4,731$; $\tau_3 = 6,826$; $s = 0,275 \text{ см}$; $v = 4,376 \text{ см/с}$.

Из приведенных примеров видно, что при прочих равных условиях скорость транспортирования возрастает пропорционально вибрационной скорости $a\omega$ плоскости. Поэтому основным резервом увеличения скорости транспортирования является повышение интенсивности вибрации благодаря главным образом частоте колебаний плоскости.

4. Приближенный анализ процесса вибрационного транспортирования. Учитывая периодичность движения тела относительно плоскости, для нахождения параметров движения можно использовать приближенные методы теории колебаний.

Скорость движения тела относительно плоскости $\dot{x}(t)$ можно представить в виде ряда Фурье

$$\dot{x}(t) = v + \sum_{n=1}^{\infty} v_n \cos n \omega t, \quad (9.25)$$

где v — постоянная составляющая скорости движения тела (скорость транспортирования); v_n — амплитуда n -й гармоники скорости колебаний тела на плоскости.

Амплитуды высших гармоник ($n > 1$) в разложении ряда (9.25) значительно меньше амплитуды первой гармоники. Поэтому в инженерных расчетах влиянием высших гармоник можно пренебречь и ограничиться отысканием движения вида

$$\dot{x}(t) \approx v + v_1 \sin \omega t, \quad (9.26)$$

где v_1 — амплитуда переменной составляющей скорости.

Запишем уравнение относительного движения тела по вибрирующей плоскости

$$m \ddot{x}(t) = Q - F(\dot{x}) + ma\omega^2 \sin(\omega t + \varphi), \quad (9.27)$$

где $F(\dot{x}) = \vartheta mg \text{ sign}(\dot{x})$ — динамическая характеристика сухого трения [9.7]; φ — неизвестная начальная фаза колебаний плоскости.

Для отыскания движения вида (9.26) уравнения (9.27) воспользуемся методом гармонической линеаризации, согласно которому нелинейная динамическая характеристика $F(\dot{x})$ заменяется линейной функцией

$$F(\dot{x}) \approx P(v, v_1) + \beta(v, v_1) \dot{x}, \quad (9.28)$$

где коэффициенты $P(v, v_1)$, $\beta(v, v_1)$ вычисляются по формулам

$$\left. \begin{aligned} P(v, v_1) &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(v + v_1 \cos \tau) d\tau; \\ \beta(v, v_1) &= \frac{1}{\pi v_1} \int_0^{2\pi} F(v + v_1 \cos \tau) \cos \tau d\tau. \end{aligned} \right\} (9.29)$$

Величина $P(v, v_1)$ определяет постоянную составляющую сил трения, возникающих при движении тела по плоскости, а величина $\beta(v, v_1)$ — эквивалентное сопротивление колебаниям, вызванное силами трения. Обратим внимание на то, что обе эти величины зависят от неизвестных параметров движения тела.

На рис. 9.7, а показана нелинейная характеристика сухого трения $F(\dot{x})$, на рис. 9.7, б дан график изменения скорости $\dot{x}(t)$, а на рис. 9.7, в приведена временная развертка силы трения, возникающей при движении тела по плоскости. Из выражений (9.29) после интегрирования получаем

$$\begin{aligned} P(v, v_1) &= \frac{2\vartheta mg}{\pi} \arcsin \frac{v}{v_1}; \\ \beta(v, v_1) &= \frac{4\vartheta mg}{\pi v_1} \sqrt{1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^2}. \end{aligned} \quad (9.30)$$

После подстановки выражений (9.30) и (9.28) в уравнение (9.27) и преобразований находим

$$P(v, v_1) = Q; \quad (9.31)$$

$$\cos \varphi = \frac{v_1 \beta(v, v_1)}{m a \omega^2}, \quad \sin \varphi = \frac{v_1}{a \omega}. \quad (9.32)$$

Из равенств (9.31) и (9.32) с учетом выражений (9.30) определим соотношение, связывающее среднюю скорость движения с амплитудным значением скорости колебаний тела относительно плоскости,

$$\frac{v}{v_1} = \sin \frac{\pi Q}{2 \vartheta m g} \quad (9.33)$$

и уравнение для определения амплитуды v_1 скорости колебаний

$$v_1 = \frac{m a \omega^2}{\sqrt{[\beta(v, v_1)]^2 + (m \omega^2)^2}}$$

или с учетом формул (9.30) и (9.33)

$$v_1 = a \omega \sqrt{1 - \left(\frac{4\vartheta g}{\pi a \omega^2} \cos \frac{\pi Q}{2 \vartheta m g} \right)^2}. \quad (9.34)$$

Из формул (9.33) и (9.34) следует, что при отсутствии внешней силы $Q = 0$ скорость виброперемещения $v = 0$, что совершенно очевидно из физических соображений, хотя амплитуда скорости v_1 колебаний тела относительно плоскости зависит от соотношения переносной силы инерции и силы трения при проскальзывании тела относительно плоскости. В то же время при внешней силе $Q \rightarrow \vartheta m g$ скорость виброперемещения $v \rightarrow v_1 \rightarrow a \omega$ и, следовательно, эта величина является предельно

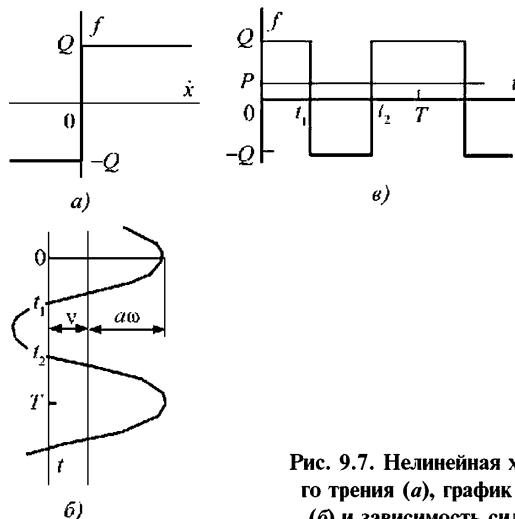


Рис. 9.7. Нелинейная характеристика силы сухого трения (а), график изменения скорости тела (б) и зависимость силы трения от времени (в)

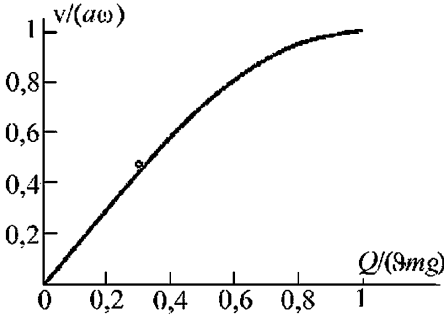


Рис. 9.8. Зависимость скорости транспортирования от статической силы Q

достижимой скоростью при виброперемещении тела по вибрирующей с частотой ω и амплитудой a плоскости.

Кроме того, видно, что скорость перемещения тем выше, чем больше величина амплитуды $a\omega^2$ виброускорения плоскости. В практике построения машин для виброперемещения, как правило, $a\omega^2 \gg 9g$. Тогда вторым слагаемым в подкоренном выражении (9.34) можно пренебречь, и выражение для скорости транспортирования согласно выражению (9.33) принимает вид

$$v = a\omega \sin \frac{\pi Q}{2 \cdot 9mg} . \quad (9.35)$$

Эта зависимость показана на рис. 9.8. Именно такую зависимость используют в практических расчетах. Светлой точкой на рисунке показан результат точного решения примера, приведенного в конце предыдущего пункта. В дальнейшем при отыскании приближенных решений мы будем предполагать, что плоскость совершает колебания с большими виброускорениями и тело скользит по плоскости без продолжительных остановов.

9.1.3. Вибрационное перемещение при действии силы, лежащей в плоскости и направленной перпендикулярно к направлению вибрации

Рассматриваемая модель приведена на рис. 9.9. Здесь тело расположено на шероховатой горизонтальной плоскости П, совершающей гармонические колебания в направлении оси y по закону $u_y(t) = a \sin \omega t$. Как было сказано в предыдущем разделе, мы будем предполагать, что масса тела m и виброускорение $a\omega^2$ плоскости настолько велики, что колебания тела относительно плос-

кости происходят с амплитудой a . Перемещение тела со скоростью v осуществляется в направлении оси x под действием постоянной силы $Q < F = 9mg$.

На рис. 9.9 показана схема формирования силы трения при движении тела относительно плоскости. Постоянный по величине вектор F силы трения направлен в сторону, противоположную вектору $V = v + u$ скорости скольжения по плоскости. Проекция вектора F силы трения на ось x

$$F_x(t) = \frac{Fv}{\sqrt{v^2 + [\dot{u}(t)]^2}} \quad (9.36)$$

является периодической функцией от времени с периодом $T = 2\pi\omega$.

Для преодоления силы трения в направлении постоянной скорости v необходима постоянная сила

$$Q = \frac{1}{T} \int_0^T F_x(t) dt = \frac{F}{T} \int_0^T \frac{v dt}{\sqrt{v^2 + [\dot{u}(t)]^2}} . \quad (9.37)$$

Приняв в формуле (9.37) скорость $\dot{u}(t) = a\omega \sin \omega t$ и обозначив $\omega t = \tau$, получим

$$Q = \frac{F}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{d\tau}{\sqrt{1 + \left(\frac{a\omega}{v}\right)^2 \sin^2 \tau}} = \frac{2F}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{d\tau}{\sqrt{1 + \left(\frac{a\omega}{v}\right)^2 \sin^2 \tau}} . \quad (9.38)$$

Полученное после интегрирования соотношение связывает скорость v транспортирования с постоянной силой Q . Но интеграл в

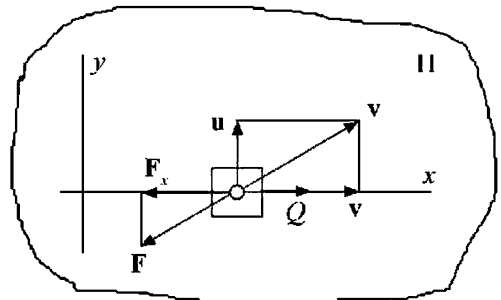


Рис. 9.9. Тело на плоскости, вибрирующей в направлении оси y

выражении (9.38) не берется в элементарных функциях. Однако сразу видно, что подынтегральная функция

$$f(\tau) = \left[1 + \left(\frac{a\omega}{v} \sin \tau \right)^2 \right]^{-1/2} < 1$$

и, следовательно,

$$\int_0^{\pi/2} f(\tau) d\tau < \frac{\pi}{2}. \quad (9.39)$$

Таким образом, из выражений (9.38) и (9.39) следует, что необходимая для преодоления трения статическая сила $Q < F = 9mg$ при любых возможных значениях $v/a\omega$.

Для получения оценок силы сверху и снизу заменим в неравенстве (9.38) функцию $\sin \tau$ функциями $\Phi_1(\tau) \leq \sin \tau \leq \Phi_2(\tau)$, где $\tau \in [0, \pi/2]$. Тогда точное значение силы Q , определяемое выражением (9.38), окажется заключенным в интервале $Q_2 \leq Q \leq Q_1$, где

$$Q_i = \frac{2F}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{d\tau}{\sqrt{1 + \left[\frac{a\omega}{v} \Phi_i(\tau) \right]^2}}, \quad i = 1, 2. \quad (9.40)$$

Выберем функции $\Phi_1(\tau), \Phi_2(\tau)$ так, чтобы первая из них вписывалась, а вторая охватывала $\sin \tau$, как это показано на рис. 9.10, т.е.

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1(\tau) &= \frac{3}{\pi} \tau - \left(\frac{3}{2\pi} \tau - \frac{1}{4} \right) \eta \left(\tau - \frac{\pi}{6} \right); \\ \Phi_2(\tau) &= \tau - (\tau - 1) \eta(\tau - 1), \end{aligned} \right\} \quad (9.41)$$

где $\eta(\tau)$ — функция от единичного скачка.

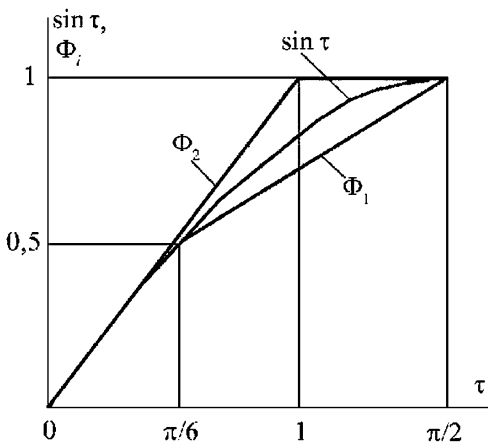


Рис. 9.10. Аппроксимация функции $\sin \tau$

Отрезки кусочно-линейной функции $\Phi_1(\tau)$ проходят через точки с координатами $(0, 0), (\pi/6, 1/2), (\pi/2, 1)$, принадлежащие $\sin \tau$. Отрезки функции $\Phi_2(\tau)$ являются касательными к $\sin \tau$ в точках $(0, 0)$ и $(\pi/2, 1)$. Подставив выражения (9.41) в формулу (9.40), получим после интегрирования

$$Q_1 = \frac{2}{3} F \frac{v}{a\omega} \ln \left\{ \frac{2 \left[1 + \sqrt{\left(\frac{v}{a\omega} \right)^2 + 1} \right]^2}{\frac{v}{a\omega} \left[1 + \sqrt{\left(\frac{2v}{a\omega} \right)^2 + 1} \right]} \right\} \quad (9.42)$$

$$Q_2 = \frac{2}{\pi} F \frac{v}{a\omega} \left\{ \ln \left[\frac{1 + \sqrt{\left(\frac{v}{a\omega} \right)^2 + 1}}{\frac{v}{a\omega}} \right] + \frac{\frac{\pi}{2} - 1}{\sqrt{\left(\frac{v}{a\omega} \right)^2 + 1}} \right\}. \quad (9.43)$$

На рис. 9.11 кривыми 1, 2 показаны функции, обратные формулам (9.42), (9.43), представляющие верхнюю и нижнюю оценки зависимости скорости транспортирования v от статической силы Q . Штрихпунктирной линией обозначен результат численных вычислений по выражению (9.38). Благодаря близости

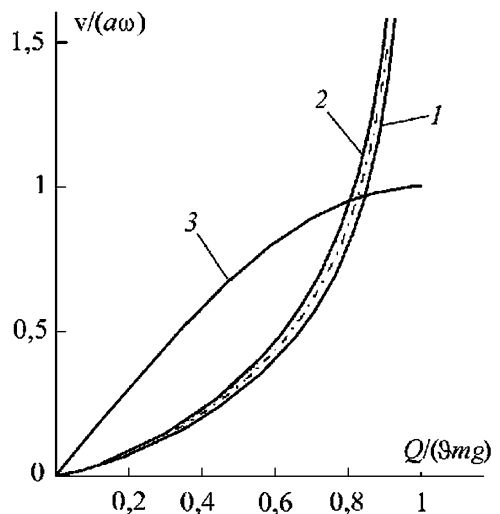


Рис. 9.11. Зависимость скорости транспортирования от статической силы Q

этих кривых отпадает необходимость вычисления точного значения скорости транспортирования.

На том же рисунке для сравнения приведен график *З* зависимости (9.35) скорости транспортирования от постоянной силы при колебаниях в направлении действия постоянной силы. Как видно, при значениях силы $Q < 0,8 \vartheta mg$ большая скорость транспортирования получается, когда совпадают направления силы и колебаний, конечно, если интенсивность колебаний одинакова в обоих случаях.

9.1.4 Вибрационное перемещение при колебаниях, направление которых перпендикулярно к плоскости

Рассматриваемая модель показана на рис. 9.12. Здесь тело *1* расположено на шероховатой горизонтальной плоскости *2*, совершающей гармонические колебания в направлении оси *z* по закону (9.3). Перемещение тела по плоскости происходит в направлении оси *x* под действием постоянной силы $Q < \vartheta mg$.

Из-за колебаний нормальная сила, действующая на тело со стороны плоскости, будет переменной величиной:

$$N(t) = mg + m\ddot{u}(t) = m(g - a\omega^2 \sin \omega t).$$

Здесь следует различать два возможных случая. Поскольку тело будет всегда оставаться на плоскости, если $N(t) \geq 0$, то неравенство

$$a\omega^2 < g \tag{9.44}$$

является необходимым условием отсутствия отрывов тела от плоскости.

Транспортирование тела без нарушения контакта с плоскостью называется безотрывным.

При невыполнении неравенства (9.44) тело периодически отрывается от плоскости и совершает движение, называемое транспорти-

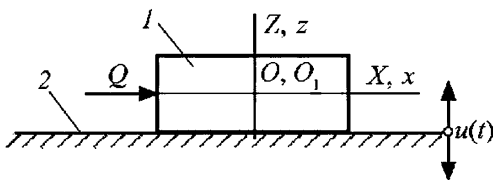


Рис. 9.12. Тело на плоскости, вибрирующей в направлении оси *Z*

рованием с подбрасыванием. Ниже будет показано, что условие (9.44) необходимое, но недостаточное условие существования безотрывного транспортирования.

1. Безотрывное вибротранспортирование.

При выполнении условия (9.44) равномерное в среднем движение тела относительно плоскости будет происходить, если

$$\vartheta g > q > \vartheta (g - a\omega^2), \tag{9.45}$$

где по-прежнему $q = Q / m$.

Можно показать, что в этом случае скорость тела всегда $\dot{x}(t) \geq 0$ и интервалы движения чередуются с продолжительными остановками. При этом следует помнить, что сила трения описывается соотношением (9.1). Заметим, что при нарушении правого неравенства тело будет оставаться в покое, при нарушении левого неравенства оно начнет двигаться по плоскости со средним ускорением $q - \vartheta g > 0$.

Движение тела относительно плоскости описывается уравнением

$$\ddot{x} = q - \vartheta (g - a\omega^2 \sin \omega t).$$

Принимая, что движение начинается в некоторый момент времени t_1 , когда перемещение $x(t) = 0$ и скорость $\dot{x}(t) = 0$, а ускорение $\ddot{x}(t) > 0$, находим

$$t_1 = \omega^{-1} \arcsin(\vartheta g - q) / (\vartheta a\omega^2), \tag{9.46}$$

скорость и закон движения тела по плоскости

$$\dot{x}(t) = (q - \vartheta g)(t - t_1) - \vartheta a\omega (\cos \omega t - \cos \omega t_1); \tag{9.47}$$

$$x(t) = (q - \vartheta g) \left[\frac{1}{2}(t^2 - t_1^2) - t_1(t - t_1) \right] + \vartheta a \left[\omega(t - t_1) \cos \omega t_1 - (\sin \omega t - \sin \omega t_1) \right]. \tag{9.48}$$

Останов тела в промежутке одного периода $T = 2\pi / \omega$ колебаний произойдет в момент $t_1 < t_2 < t_1 + T$, который определяется из условия $\dot{x}(t_2) = 0$ или согласно уравнению (9.47):

$$\cos \omega t_2 = \cos \omega t_1 + (q - \vartheta g)(t_2 - t_1) / (\vartheta a\omega). \tag{9.49}$$

После остановки в момент $t = t_2$ тело будет оставаться неподвижным относительно вибрирующей плоскости до момента $t = t_1 + T$, и далее процесс повторится.

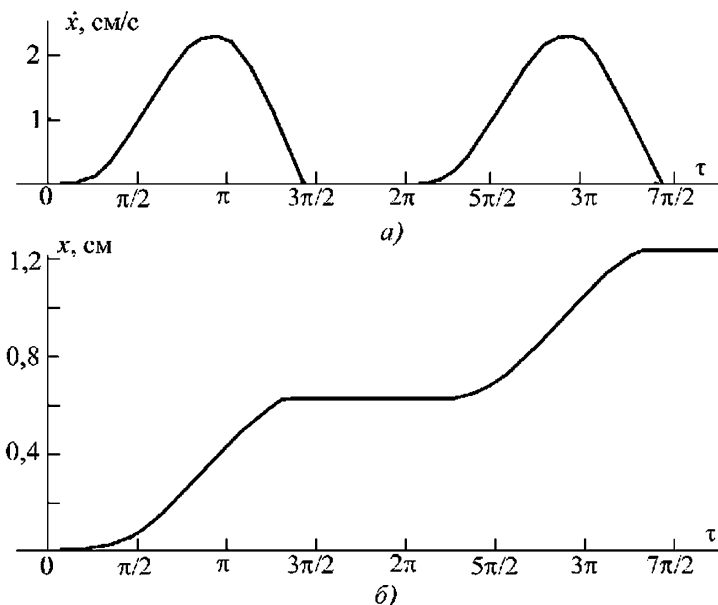


Рис. 9.13. Скорость и закон движения тела при безотрывном движении по плоскости, вибрирующей в направлении оси Z

На рис. 9.13, *а, б* показаны графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости, построенные по уравнениям (9.47), (9.48) при следующих параметрах системы: $\vartheta g = 200 \text{ см/с}^2$; $q = 160 \text{ см/с}^2$; $a\omega^2 = 800 \text{ см/с}^2$ ($a = 0,1 \text{ см}$; $\omega = 89,44 \text{ с}^{-1}$); $\vartheta = 0,2$.

Рассчитанные по формулам (9.46)–(9.49) моменты начала $\tau_1 = \omega t_1 = 0,253$ движения и останова $\tau_2 = \omega t_2 = 4,595$, путь, пройденный телом за время одного цикла движения $s = x(t_2) - x(t_1) = 0,062 \text{ см}$, а скорость вибрационного перемещения $v = \frac{\omega}{2\pi} s = 0,88 \text{ см/с}$.

Положив в равенстве (9.49) $t_2 = t_1 + T = t_1 + 2\pi/\omega$, найдем, что переход от движения с остановами к непрерывному скольжению тела по плоскости без останова произойдет при $Q = \vartheta mg$. В этом случае $\tau_1 = 0$, $\tau_2 = 2\pi$, и из формулы (9.48) сразу находим пройденный за один период путь $s = 2\pi \vartheta a$ и скорость перемещения $v = \vartheta a\omega$.

В заключение заметим, что безотрывное вибрационное перемещение позволяет получать «шаговые» движения с малыми скоростями, причем величина шага легко регулируется изменением параметров колебаний плоскости и внешней постоянной силы. Эти

свойства можно использовать в системах точного позиционирования перемещаемого объекта.

2. Вибротранспортирование с подбрасыванием. Как было сказано выше, при колебаниях плоскости с ускорением $a\omega^2 > g$ тело отрывается от плоскости и после свободного полета снова на нее попадает. Дальнейшее движение зависит от физико-механических свойств тела и плоскости. По сути, здесь мы имеем дело с простейшей виброударной системой [9.8, с. 381–388]. При возникновении отрывов тела от вибрирующей плоскости по прошествии некоторого времени устанавливается периодический режим с периодом

$$T_0 = n T = n \frac{2\pi}{\omega}, \quad n = 1, 2, \dots,$$

кратным периоду T колебаний плоскости. В этих режимах фазы полета тела над плоскостью чередуются с их периодическими соударениями. Движения с подбрасыванием удобно рассматривать в неподвижной системе координат $OXYZ$. В таких режимах тело совершает движение в плоскости (X, Z) под действием силы тяжести $P = mg$ и движущей силы Q .

При описании соударений, моделируя тело материальной точкой массы m , обычно пользуются стереомеханической теорией удара. Эта теория полностью исключает рассмотрение процесса формирования силы удара ввиду его пренебрежимо малой продолжительности и дает оценку результирующих кинематических характеристик с помощью общих теорем механики [9.9].

В рамках стереомеханической теории удар предполагается мгновенным, а потери энергии при нем оценивают посредством коэффициента восстановления $0 \leq R \leq 1$ относительной нормальной скорости соударяющихся тел. Для описания изменения касательной составляющей скорости используют коэффициент ударного трения, который обычно принимают равным коэффициенту трения ϑ при статическом нагружении.

Обозначив $\dot{u}(t_0) = \dot{u}_0$ скорость плоскости в момент удара $t = t_0$ и \dot{Z}_- , \dot{Z}_+ нормальные к плоскости составляющие скорости тела непосредственно до и после удара, запишем соотношение, связывающее эти скорости,

$$(\dot{Z}_+ - \dot{u}_0) = -R(\dot{Z}_- - \dot{u}_0)$$

или

$$\dot{Z}_+ = -R\dot{Z}_- + (1 + R)\dot{u}_0. \quad (9.50)$$

При записи выражения (9.50) предполагается, что скорость плоскости не изменяется в результате удара. Изменение нормальной составляющей скорости тела происходит под действием импульса I_z силы удара, который согласно теореме импульсов [9.9] имеет вид

$$I_z = m(\dot{Z}_+ - \dot{Z}_-) = (1 + R)(\dot{u}_0 - \dot{Z}_-). \quad (9.51)$$

Изменение от удара касательной составляющей скорости тела происходит в результате действия импульса силы трения

$$I_x = \begin{cases} -\vartheta I_z & \text{при } \dot{X}_- \geq \vartheta I_z / m; \\ -m \dot{X}_- & \text{при } \dot{X}_- \leq \vartheta I_z / m, \end{cases} \quad (9.52)$$

где \dot{X}_- — касательная составляющая скорости тела перед соударением.

Неравенства в формулах (9.52) следуют из того, что скорость скольжения тела в процессе удара изменяется, но не меняет своего направления.

Скорость \dot{X}_+ после соударения будет

$$\dot{X}_+ = \dot{X}_- + I_x / m. \quad (9.53)$$

Приняв момент соударения за начало отсчета времени, запишем закон движения плоскости

$$u(t) = a \sin(\omega t + \varphi); \quad \dot{u}(t) = a\omega \cos(\omega t + \varphi), \quad (9.54)$$

где φ — начальная фаза колебаний плоскости, и уравнения движения тела в полете над плоскостью

$$m \ddot{Z} = -P, \quad m \ddot{X} = Q. \quad (9.55)$$

Рассмотрим сначала вертикальную составляющую движения, которая описывается первым из уравнений (9.55). Его периодические решения должны удовлетворять следующим начальным ($t = 0$) и граничным ($t = T = 2\pi k / \omega$) условиям (условиям периодичности):

$$Z(0) = Z(T) = u(0) = a \sin \varphi; \quad \dot{Z}(0) = \dot{Z}_+; \quad \dot{Z}(T) = \dot{Z}_-.$$

Это решение имеет вид

$$Z(t) = a \sin \varphi + \dot{Z}_+ t - g t^2 / 2, \quad (9.56)$$

где

$$\dot{Z}_+ = -\dot{Z}_- = gT / 2 = g\pi n / \omega, \quad (9.57)$$

а начальная фаза находится с помощью соотношения (9.50), описывающего удар,

$$\varphi = \pm \arccos \frac{(1 - R) \pi n g}{(1 + R) a \omega^2}. \quad (9.58)$$

Из формулы (9.58) можно сразу найти условие существования периодических режимов:

$$a \omega^2 \geq \frac{(1 - R)}{(1 + R)} \pi n g. \quad (9.59)$$

Отсюда следует, что периодический виброударный процесс может существовать и при выполнении неравенства (9.44), но в этом случае для реализации виброударного процесса телу необходимо сообщить некоторый начальный импульс, т.е. произвести так называемое жесткое возбуждение в отличие от мягкого при $a \omega^2 > g$.

Так, например, при $R = 1$ (гипотетический случай абсолютно упругого удара) вибро-

ударный процесс любой кратности возможен при сколь угодно малой вибрации. В реальных условиях амплитуда $a\omega^2$ виброускорения плоскости должна быть тем больше, чем меньше коэффициент восстановления R скорости при ударе и чем выше кратность n виброударного периодического режима.

Кроме того, выражению (9.58) удовлетворяют два значения фазы, равные по значению, но противоположные по знаку. Следовательно, рассматриваемое уравнение имеет два решения, одно из которых, а именно решение, отвечающее положительному значению фазы φ , устойчиво [9.8].

На рис. 9.14, а показаны графики вертикального движения тела, построенные при $\omega =$

$= 30\text{ л} \cdot \text{с}^{-1}$, $a = 0,2\text{ мм}$, $R = 0,4$ (кривые 1) и $R = 1$ (кривые 2). Сплошными линиями показаны устойчивые, а штриховыми неустойчивые решения. Все решения отличаются только фазой соударения. Естественно, что реализуются лишь устойчивые режимы.

Перейдем теперь к рассмотрению горизонтальной составляющей движения тела, которая, собственно, и определяет процесс вибрационного транспортирования. Это движение описывается вторым уравнением (9.55) с начальной скоростью \dot{X}_+ , определяемой соотношениями (9.53) и (9.52). Легко показать, что при $Q < 9mg$ горизонтальное движение тела после удара всегда начинается с нулевой начальной скоростью $\dot{X}_+ = 0$. Действительно,

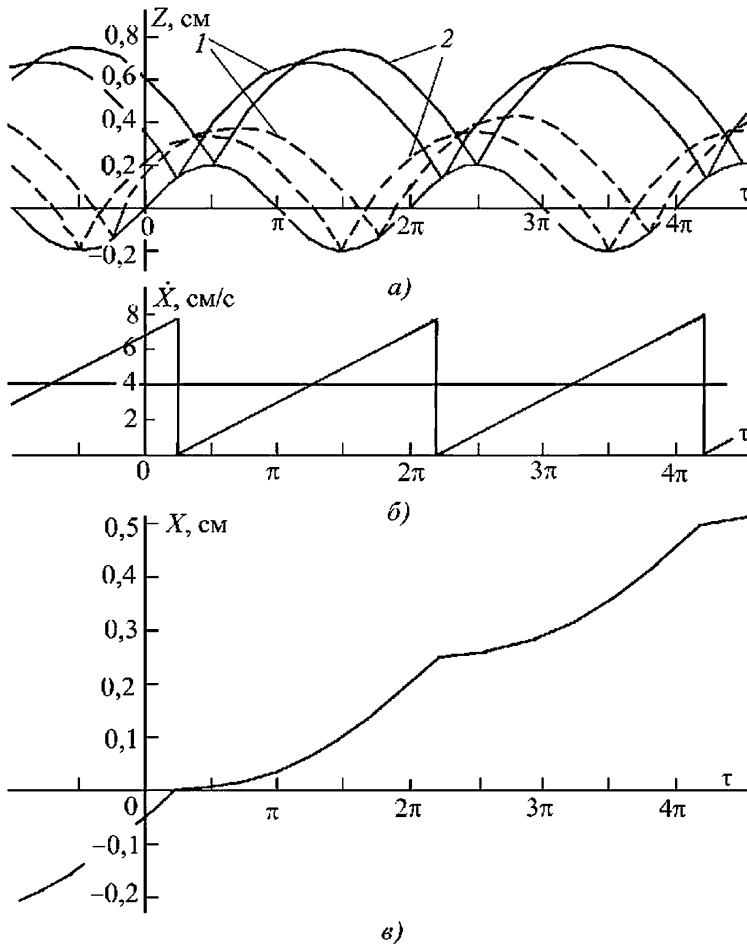


Рис. 9.14. Графики вертикального полета (а) и горизонтальных величин скорости (б) и перемещения (в) тела при движении с подбрасыванием

за время T одного периода вертикальных колебаний горизонтальная скорость тела возрастает на величину $\Delta \dot{X} = qT$. Вследствие действия импульса силы трения при ударе согласно формулам (9.51)–(9.53) и (9.57) скорость уменьшается на величину $\Delta \dot{X}_{уд} = \vartheta gT$, если $\dot{X}_{1-} > \vartheta gT$, или на величину $\Delta \dot{X}_{уд} = \dot{X}_{-}$ при $\dot{X}_{1-} > \vartheta gT$. Поскольку $\vartheta g > q$, в переходном процессе послеударная скорость убывает после каждого соударения, стремясь к установившемуся значению $\dot{X}_{+} = 0$ в периодическом режиме.

Из второго уравнения (9.55) находим скорость горизонтального движения

$$\dot{X}(t) = q(t - t_1), \quad t_1 \leq t \leq t_2,$$

где $t_1 = \varphi / \omega$, $t_2 = T + t_1$ — соответственно время начала и конца полета.

Горизонтальное перемещение описывается уравнением

$$X(t) = q \left(\frac{t^2 + t_1^2}{2} - t t_1 \right),$$

и в соответствии с формулой (9.15) скорость вибротранспортирования

$$v = qT / 2 = q\pi / \omega. \quad (9.60)$$

Интересно отметить, что в отличие от рассмотренных ранее случаев скорость перемещения тела не зависит ни от интенсивности колебаний плоскости, ни от коэффициента восстановления, на который влияют характеристики соударяющихся тел. Для приведенного выше примера $\omega = 30\pi \text{ с}^{-1}$, полагая $\vartheta = 0,3$ и $q = 120 \text{ см/с}^{-2} < \vartheta g$, находим скорость вибротранспортирования с подбрасыванием $v = 4 \text{ см/с}$.

На рис. 9.14, б, в представлены графики скорости и перемещения тела в горизонтальном направлении. Скорость вибротранспортирования показана на рис. 9,14, б горизонтальной линией.

На рис. 9.15 изображена траектория полета частицы над вибрирующей плоскостью. Видно, что частица при ударе полностью теряет горизонтальную скорость и поэтому отрывается от плоскости со скоростью, направленной вертикально вверх, набирая горизонтальную скорость при полете до следующего удара.

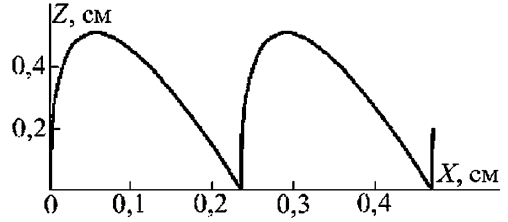


Рис. 9.15. Траектория полета тела при движении с подбрасыванием

При расчетах вибротранспортирующих устройств, предназначенных для транспортирования сыпучих и гранулированных материалов, соударение материала с плоскостью можно считать абсолютно неупругим и коэффициент восстановления принять равным $R = 0$. Все полученные выше соотношения оказываются справедливыми и в этом случае. В момент соударения согласно формулам (9.54) и (9.58) плоскость имеет скорость

$$\dot{u}_z(0) = g\pi n / \omega. \quad (9.61)$$

При соударении материал полностью теряет относительную скорость и покидает лоток со скоростью [см. выражение (9.57)], равной скорости [см. уравнение (9.61)] плоскости в момент удара. Следует отметить, что в этом случае практически могут быть реализованы только режимы кратности $n = 1$. Как и ранее, скорость транспортирования определяется равенством (9.60).

9.1.5. Вибрационное преодоление силы сопротивления движению

Во всех рассмотренных выше случаях вибрационное перемещение происходит в направлении внешней силы, действующей на перемещаемое тело.

На рис. 9.16 показана модель вибрационного перемещения, в которой возможно движение в направлении, противоположном действию внешней силы Q , которая оказывает сопротивление движению. Здесь, как и ранее, тело 1 расположено на шероховатой горизонтальной вибрирующей плоскости 2, но в отличие от ранее рассмотренных случаев вибрация

$$u(t) = a \sin \omega t \quad (9.62)$$

направлена под углом β к плоскости.

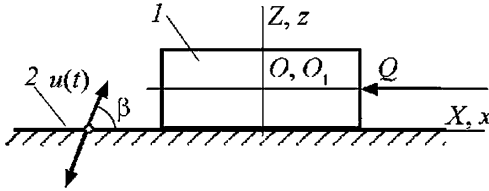


Рис. 9.16. Модель вибрационного преодоления силы сопротивления движению

Вибрацию плоскости можно представить в виде двух составляющих, направленных вдоль осей x и z :

$$u_x(t) = a_x \sin \omega t, \quad u_z(t) = a_z \sin \omega t, \quad (9.63)$$

где $a_x = a \cos \beta$, $a_z = a \sin \beta$, а амплитуда колебаний плоскости $a = \sqrt{a_x^2 + a_z^2}$.

Заметим, что при $\beta = 0$ мы получаем случай вибротранспортирования при вибрации в направлении оси x , рассмотренный в п. 9.1.2, а при $\beta = \pi/2$ — случай вибротранспортирования при вибрации в направлении оси z , описанный в п. 9.1.4. Таким образом, здесь мы имеем дело с комбинацией обоих процессов вибрационного перемещения.

Вследствие вертикальных колебаний плоскости нормальная сила, действующая на тело со стороны плоскости,

$$N(t) = m g + m \ddot{u}_z(t) = m (g - a_z \omega^2 \sin \omega t) \quad (9.64)$$

и необходимое условие безотрывного движения тела по плоскости имеет аналогичный неравенству (9.44) вид

$$a_z \omega^2 < g. \quad (9.65)$$

При невыполнении неравенства (9.65) тело периодически отрывается от плоскости и совершает движение с подбрасыванием.

1. Безотрывное вибротранспортирование. При выполнении условия (9.65) движение тела относительно вибрирующей плоскости происходит под действием внешней силы Q и силы инерции $-m \ddot{u}_x$ и описывается уравнением

$$m \ddot{x}(t) = Q - m \ddot{u}_x + F, \quad (9.66)$$

где F — сила трения, определяемая соотношением

$$F = \begin{cases} -\vartheta N \operatorname{sign} \dot{x} & \text{при } \dot{x} \neq 0; \\ -(Q - m \ddot{x}) & \text{при } \dot{x} = 0. \end{cases} \quad (9.67)$$

Тело может начать движение относительно вибрирующей плоскости в положительном направлении оси x , если в какой-либо момент времени будет выполняться следующее неравенство:

$$(a_x \omega^2 \sin \omega t + q) > \vartheta (g - a_z \omega^2 \sin \omega t), \quad (9.68)$$

где по-прежнему $q = Q/m$.

Движение в противоположном направлении начнется при

$$(a_x \omega^2 \sin \omega t + q) < -\vartheta (g - a_z \omega^2 \sin \omega t). \quad (9.69)$$

Левые части неравенств (9.68) и (9.69) определяют движущую силу, создаваемую внешней силой Q и переменной силой инерции вследствие горизонтальной вибрации. Правая часть этих неравенств — сила трения, которая является переменной величиной из-за сил инерции, создаваемых вертикальной вибрацией плоскости. Если одна из составляющих вибрации отсутствует, движение может начаться только в направлении действия внешней силы Q , а при ее отсутствии ($Q = 0$) тело, совершая симметричные колебания относительно своего равновесного положения, остается в состоянии динамического равновесия. При суммарном вибрационном воздействии симметрия нарушается.

Действительно, при $Q = 0$ движение в положительном направлении может начаться при $\sin \omega t > 0$, а в отрицательном — при $\sin \omega t < 0$, и из неравенств (9.68), (9.69) следует, что вследствие различия величин сил трения при движении в разных направлениях тело, начав движение в положительном направлении, будет продвигаться в этом направлении.

Таким образом, при $Q < 0$ возможны условия, при которых тело начнет движение в направлении, противоположном действию силы Q , преодолевая создаваемое ей сопротивление. Именно такая ситуация (см. рис. 9.16) рассматривается ниже.

Как и в ранее рассмотренных случаях, тело относительно вибрирующей плоскости может совершать движение либо с одним продолжительным остановом, либо с мгновенным и продолжительным остановами.

Движение с одним продолжительным остановом. Условие (9.68) реализации такого движения выглядит так:

$$\vartheta (g - a_z \omega^2) - q < a_x \omega^2 < \vartheta (g + a_z \omega^2) + q. \quad (9.70)$$

Это неравенство имеет тот же смысл, что и неравенство (9.8), и сводится к последнему при $a_z = 0$, т.е. при отсутствии вертикальной составляющей вибрации плоскости.

Пусть на некоторой части периода $T = 2\pi\omega$ колебаний плоскости тело остается неподвижным относительно плоскости, а затем начинает движение в момент времени

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \arcsin \frac{\vartheta g - q}{\omega^2 (a_x + \vartheta a_z)}. \quad (9.71)$$

Дальнейшее движение тела по плоскости описывается уравнением

$$\ddot{x}(t) = q - \vartheta g + (a_x + \vartheta a_z) \omega^2 \sin \omega t. \quad (9.72)$$

Легко убедиться, что соотношение (9.71) и уравнение (9.72) получаются из выражений (9.9), (9.10) подстановкой

$$a = a_1 = (a_x + \vartheta a_z). \quad (9.73)$$

Следовательно, и дальнейшее решение можно получить из формул (9.11)–(9.13) заменой, определяемой равенством (9.73).

Нас в данном случае интересуют движения тела, направленные в сторону, противоположную действию внешней силы $Q < 0$. На рис. 9.17 показаны графики изменения скорости $\dot{x}(a)$ и положения x тела (b) на вибри-

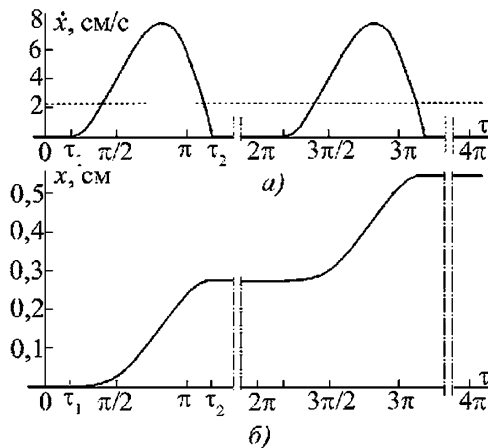


Рис. 9.17. Изменение скорости (а) и положения (б) тела при движении с одним продолжительным остановом

рующей плоскости, построенные при следующих параметрах: $a_x \omega^2 = 400 \text{ см/с}^2$; $\vartheta a_z \omega^2 = 250 \text{ см/с}^2$; $\vartheta g = 300 \text{ см/с}^2$ ($\vartheta = 0,3$; $\omega = 50 \text{ с}^{-1}$) и $q = -50$.

Расчитанные по формулам (9.9) и (9.13)–(9.15) с учетом равенства (9.73) моменты начала τ_1 движения и останова τ_2 , путь s , пройденный телом за время одного периода колебаний, и скорость v транспортирования имеют следующие значения:

$$\tau_1 = 0,569; \tau_2 = 3,704; s = 0,277 \text{ см}; \\ v = 2,208 \text{ см/с}.$$

Для сравнения приведем данные расчета при тех же параметрах вибрации плоскости, но при отсутствии сопротивления движению тела ($q = 0$):

$$\tau_1 = 0,480; \tau_2 = 3,930; s = 0,386 \text{ см}; \\ v = 3,071 \text{ см/с}.$$

Отсюда видно, что скорость вибротранспортирования снижается при возрастании силы сопротивления. Можно показать, что движение тела по вибрирующей плоскости в направлении, противоположном действующей силе, прекращается при достижении значения

$$q = \vartheta g - \omega^2 (a_x + \vartheta a_z) < 0. \quad (9.74)$$

При этом по мере увеличения силы сопротивления до значения, определенного по формуле (9.74), время движения сокращается, момент останова сдвигается к моменту начала движения $\tau_2 \rightarrow \tau_1 = \pi/2$, а скорость вибротранспортирования $v \rightarrow 0$.

Движение с мгновенным и продолжительным остановами. Такие режимы реализуются при выполнении условия

$$\vartheta (g + a_z \omega^2) + q < a_x \omega^2 < W. \quad (9.75)$$

Левая часть этого неравенства означает, что сила инерции способна после останова тела преодолеть сопротивление его движению в обратном направлении. Нарушение правой части неравенства свидетельствует о существовании некоторого уровня вибрационного ускорения $a_x \omega^2$ плоскости, превышение которого приводит к переходу в режим движения с двумя мгновенными остановами. Из сравнения этого неравенства с неравен-

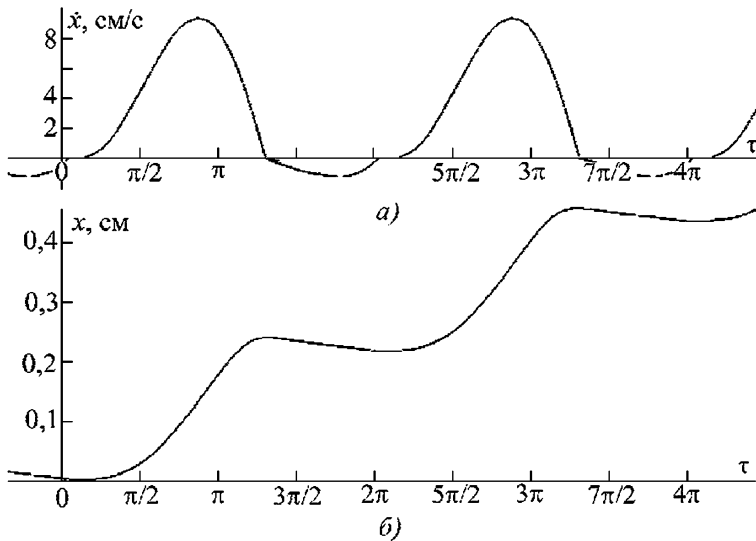


Рис. 9.18. Изменение скорости (а) и положения (б) тела при движении с мгновенным и продолжительным остановами

ством (9.16) видно, что вертикальная вибрация затрудняет движение тела в обратном направлении.

Как и ранее, в этом случае мы должны рассматривать две фазы движения, отличающиеся знаком скорости скольжения тела по плоскости, и третью фазу покоя тела на вибрирующей плоскости. Движение в первой фазе начинается в момент $t = t_1$, определяемый равенством (9.71), и до момента останова $t = t_2$ описывается уравнением (9.72), решение которого, как было показано выше, имеет вид выражений (9.11)–(9.13) с учетом соотношения (9.73).

Вторая фаза начинается с момента $t = t_2$. Уравнение движения на этом этапе имеет вид

$$\ddot{x}(t) = q + \vartheta g + (a_x - \vartheta a_z) \omega^2 \sin \omega t. \quad (9.76)$$

Уравнение (9.76) получается из равенства (9.17) подстановкой

$$a = a_2 = (a_x - \vartheta a_z). \quad (9.77)$$

Значит, и последующее решение можно получить из формул (9.18)–(9.20) заменой равенством (9.77). Как и в предыдущем разделе, нас будут интересовать движения со средней скоростью $v > 0$ (скоростью транспортирования) по вибрирующей плоскости при действии отрицательной силы ($q < 0$).

На рис. 9.18 показаны графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости (соответственно б) и а), построенные при следующих параметрах: $\vartheta g = 300 \text{ см/с}^2$; $a_x \omega^2 = 600 \text{ см/с}^2$; $\vartheta a_z \omega^2 = 250 \text{ см/с}^2$ ($\omega = 80 \text{ с}^{-1}$); $q = -50 \text{ см/с}$.

Моменты начала движения τ_1 , смены знака скорости τ_2 и останова τ_3 рассчитываются по формулам (9.9), (9.13) с учетом уравнения (9.73), а также (9.20) с учетом (9.77). Эти величины, а также путь s , пройденный телом за время одного периода колебаний, и скорость транспортирования v имеют следующие значения: $\tau_1 = 0,424$; $\tau_2 = 4,078$; $\tau_3 = 6,307$; $s = 0,239 \text{ см}$; $v = 2,779 \text{ см/с}$.

Для сравнения приведем данные расчета при тех же параметрах вибрации плоскости, но при отсутствии сопротивления движению тела ($q = 0$):

$$\tau_1 = 0,361; \tau_2 = 4,257; \tau_3 = 5,807;$$

$$s = 0,290 \text{ см}; v = 3,686 \text{ см/с}.$$

Очевидно, что рассматриваемый режим реализуется, если полученное в результате решения время останова $\tau_o > 0$ или $(\tau_3 - \tau_1) < 2\pi$. Выполнение этого неравенства необходимо проверять при численных расчетах. Например, для приведенного выше случая при силе $q = -50 \text{ см/с}^{-1}$ это неравенство соблюдается, если $a_x \omega^2 < W = 680 \text{ см/с}^2$. При

увеличении горизонтальной составляющей вибрационного ускорения реализуются режимы с двумя мгновенными остановами за период колебаний.

Движение с двумя мгновенными остановами. Такие режимы заведомо реализуются при выполнении условия $a_x \omega^2 \geq W$.

Уравнения движения на фазах движения вперед и назад и их решения имеют тот же вид, что и в предыдущем разделе. Для отыскания периодических движений с двумя мгновенными остановами необходимо найти моменты смены фаз движения из уравнений (9.13), (9.20), которые с учетом равенств (9.73), (9.77) и условия периодичности [см. формулу (9.21)]

$$\tau_3 = 2\pi + \tau_1 \tag{9.78}$$

принимают вид

$$\cos \tau_2 = \cos \tau_1 + (q - \vartheta g) (\tau_2 - \tau_1) / (a_1 \omega^2); \tag{9.79}$$

$$\cos \tau_2 = \cos \tau_1 - (q + \vartheta g) (2\pi + \tau_1 - \tau_2) / (a_2 \omega^2). \tag{9.80}$$

Разность и сумма последних двух уравнений после преобразований приводят к следующим уравнениям относительно величин τ_1 и τ_2 :

$$\tau_2 - \tau_1 = \frac{\pi (a_x + \vartheta a_z) (q + \vartheta g)}{\vartheta (q a_z + g a_x)}; \tag{9.81}$$

$$\sin \frac{\tau_2 + \tau_1}{2} = \frac{(\vartheta g - q) (\tau_2 - \tau_1)}{2 (a_x + \vartheta a_z) \omega^2 \sin \frac{\tau_2 - \tau_1}{2}}. \tag{9.82}$$

Неравенство $|\sin (\tau_2 + \tau_1) / 2| \leq 1$ дает необходимое условие существования искомого 2π -периодического режима движения с двумя мгновенными остановами. Заметим, что при $a_z = 0$ формулы (9.81), (9.82) приводятся к выражениям (9.22), (9.23), полученным для случая однонаправленной вдоль оси x вибрации плоскости.

На рис. 9.19, *a* и *б* показаны соответственно графики изменения скорости \dot{x} и положения x тела на вибрирующей плоскости, построенные при следующих параметрах: $\vartheta g = 300 \text{ см/с}^2$; $a_x \omega^2 = 800 \text{ см/с}^2$; $\vartheta a_z \omega^2 = 250 \text{ см/с}^2$ ($\omega = 89,44 \text{ с}^{-1}$); $q = -50 \text{ см/с}^{-1}$.

Моменты начала движения τ_1 , смены знака скорости τ_2 и останова τ_3 , а также путь s , пройденный телом за время одного периода колебаний, и скорость транспортирования v имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 0,349; \tau_2 = 4,472; \tau_3 = 6,632; \\ s &= 0,324 \text{ см}; v = 4,612 \text{ см/с}. \end{aligned}$$

Из приведенных примеров видно, что при прочих равных условиях скорость транс-

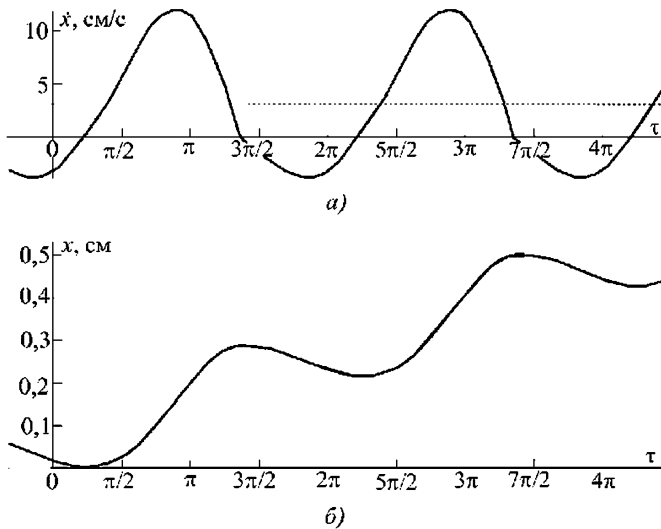


Рис. 9.19. Изменение скорости (а) и положения (б) тела при движении с двумя мгновенными остановами

портирования возрастает пропорционально вибрационной скорости $a\omega$ плоскости. Поэтому основным резервом увеличения скорости транспортирования является повышение интенсивности вибрации.

Расчеты показывают, что скорость транспортирования в режимах движения с двумя мгновенными остановами имеет экстремум при увеличении частоты составляющей u_x вибрации плоскости. Рассмотренный пример (рис. 9.19) иллюстрирует такой экстремальный режим. Дальнейшее возрастание частоты приводит к уменьшению скорости транспортирования. Увеличить последнюю можно, повышая интенсивность составляющей u_z вибрации. Но при нарушении условия (9.65) происходит переход к режимам вибротранспортирования с подбрасыванием.

2. Вибротранспортирование с подбрасыванием. Такие режимы при однонаправленной вдоль оси z вибрации были рассмотрены в п. 2 разд. 9.1.4, где движение вдоль вибрирующей плоскости происходит только в направлении действующей силы Q .

Как и ранее, при исследовании показанной на рис. 9.16 модели вибрационного перемещения необходимо рассматривать вертикальную и горизонтальную составляющие полета частицы, связанные только условиями ее соударения с плоскостью. Движения частицы по-прежнему описываются дифференциальными уравнениями (9.55), и для вертикальной составляющей движения справедливы соотношения (9.56)–(9.59), в которых следует принять $a = a_z$.

При отыскании решений второго из уравнений (9.55), описывающего горизонтальную составляющую движения во время полета $0 \leq t \leq T = 2\pi n / \omega$, следует учитывать, что при $\vartheta g > |q|$ послеударная горизонтальная составляющая скорости тела относительно плоскости $\dot{x}_+ - \dot{u}_x(0) = 0$ (см. п. 2 разд. 9.1.4). Следовательно, в начале фазы полета ($t = 0$) горизонтальная составляющая скорости тела

$$\dot{x}_0 = \dot{x}_+ = a_x \omega \cos \varphi$$

и периодические решения уравнения (9.55) имеют вид ($0 \leq t \leq T = 2\pi n / \omega$)

$$\dot{x}(t) = (a_x \omega \cos \varphi) + qt; \quad (9.83)$$

$$x(t) = (a_x \omega \cos \varphi) t + qt^2 / 2, \quad (9.84)$$

где начальная фаза [см. уравнение (9.58)]

$$\varphi = \pm \arccos \frac{(1 - R)\pi n g}{(1 + R)a_z \omega^2}. \quad (9.85)$$

При расчетах необходимо учитывать условие существования виброударного периодического режима, получаемого из формулы (9.85):

$$a_z \omega^2 \geq \frac{(1 - R)}{(1 + R)} \pi n g. \quad (9.86)$$

Расстояние, пройденное частицей за время полета $T = 2\pi n / \omega$,

$$s = x(T) = 2\pi n a_x \left(\cos \varphi + \pi n \frac{q}{a_x \omega^2} \right). \quad (9.87)$$

Из соотношений (9.83) и (9.85) видно, что начальная скорость $\dot{x}(0) = a_x \cos \varphi > 0$. Характер дальнейшего движения зависит от направления действующей силы q . При $q > 0$ она начинает ускоренное движение до момента соударения. Нас больше интересует движение при отрицательных значениях силы ($q < 0$), когда частица движется с отрицательным ускорением. Очевидно, что частица будет продвигаться вперед, если $s \geq 0$, или с учетом соотношения (9.85)

$$|q| < q_1 = \frac{g a_x}{a_z} \frac{(1 - R)}{(1 + R)}, \quad (9.88)$$

где q_1 — значение силы q , при котором частица заканчивает полет в точке начала фазы полета.

При большей силе сопротивления частица движется в направлении действия силы подобно лодке, движущейся против течения, когда у гребцов не хватает силы для его преодоления.

Желательно, чтобы во время полета частица перемещалась в одном направлении $\dot{x} > 0$. Используя выражения (9.83) и (9.85), легко показать, что это происходит при $\dot{x} > 0$:

$$|q| < q_2 = \frac{q_1}{2} = \frac{g a_x}{2 a_z} \frac{(1 - R)}{(1 + R)}, \quad (9.89)$$

где q_2 — значение силы q , при котором частица заканчивает полет с нулевой горизонтальной скоростью и не увлекается «вниз по течению».

Заметим, что при абсолютно упругом ударе ($R=1$) транспортирование в направлении, противоположном действующей силе,

невозможно. Это происходит потому, что фаза колебаний в момент удара $\varphi = \pi/2$, скорости плоскости в этот момент $\dot{u}_x(0) = \dot{u}_y(0) = 0$, а следовательно, и последующая горизонтальная скорость частицы $\dot{x}(0) = \dot{u}_x(0) = 0$. Поэтому частица может двигаться только в направлении действующей силы, как при отсутствии горизонтальной вибрации (п. 2 разд. 9.1.4)

Скорость транспортирования при $|q| = q_2$

$$v = \frac{s\omega}{2\pi n} = 0,5 \frac{(1-R)}{(1+R)} \frac{\pi n g a_x}{\omega a_z}$$

Напомним, что все представленные выше расчеты справедливы при $|q| < \vartheta$, т.е. когда действующая статическая сила меньше силы трения покоя частицы о плоскость и не может вызвать движение при отсутствии колебаний.

3. Вибрационное транспортирование по наклонной плоскости. Вибрационное транспортирование чаще всего применяют для перемещения штучных изделий или сыпучих материалов по наклонной плоскости. В этом разделе показано, что все результаты предыдущего анализа применимы и для такого процесса. Модель процесса показана на рис. 9.20. Транспортируемая частица 1 массы m находится на наклонной плоскости 2, расположенной под углом α к горизонту. Плоскость совершает поступательные колебания в неподвижной системе координат OXY по закону (9.63) под углом β к оси x подвижной системы координат $O_1x_1y_1$, связанной с плоскостью. Рассмотрение движения частицы относительно вибрирующей плоскости проводится в подвижной системе координат.

На частицу действуют сила тяжести $\mathbf{P} = mg$, сила инерции $\mathbf{W} = -m\ddot{\mathbf{u}}(t)$, а также нормаль-

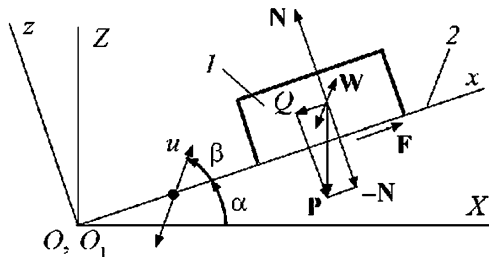


Рис. 9.20. Транспортирование по наклонной плоскости

ная реакция \mathbf{N} и сила трения \mathbf{F}_T со стороны плоскости. Нормальная реакция

$$N = m(g \cos \alpha - \omega^2 a \sin \omega t \sin \beta), \quad (9.90)$$

а сила трения F описывается соотношением (9.67).

Уравнение движения частицы относительно вибрирующей наклонной плоскости имеет вид

$$m\ddot{x}(t) = -mg \sin \alpha + m\omega^2 a \cos \omega t \cos \beta + F. \quad (9.91)$$

При отсутствии вибрации ($a = 0$) частица будет находиться в покое на наклонной плоскости, если $mg \sin \alpha < \vartheta N$ или с учетом выражения (9.90)

$$\operatorname{tg} \alpha < \vartheta, \quad (9.92)$$

где ϑ — коэффициент трения.

Угол $\alpha^* = \operatorname{arctg} \vartheta$, называемый углом трения, определяет величину предельного угла наклона плоскости к горизонту, при котором не происходит самопроизвольного движения тела вниз по наклонной плоскости. Именно при углах $\alpha < \alpha^*$ работают все вибрационные транспортирующие устройства.

Инерционные силы, возникающие при вибрации плоскости, могут нарушить равновесие, и частица начнет движение. Условие движения без подбрасывания имеет вид $N > 0$ или с учетом уравнения (9.90)

$$\omega^2 a \sin \beta > g \cos \alpha. \quad (9.93)$$

Сравнивая выражения (9.90)–(9.93) с выражениями (9.64)–(9.66), можно удостовериться, что все приведенные в предыдущем пункте результаты описывают поведение частицы на наклонной плоскости после подстановки $q = Q/m = g \sin \alpha$ и замены $g \rightarrow g_1 = g \cos \alpha$. При этом, конечно, следует учитывать принятые в уравнениях (9.63) обозначения $a_x = a \cos \beta$, $a_z = a \sin \beta$.

9.1.6. Схемы вибрационных транспортирующих машин

Различают два типа вибрационных транспортирующих устройств: вибрационные конвейеры и вибрационные подъемники. В вибрационных конвейерах грузонесущий орган выполнен в виде прямолинейного лотка, совершающего поступательные колебания.

Лоток в вибрационных подъемниках изготовлен как спираль с вертикальной осью, относительно которой возбуждаются винтовые колебания лотка. Несмотря на конструктивные различия, принцип перемещения продукта в вибрационных подъемниках аналогичен обычному вибрационному транспортированию, так как их грузонесущий орган в развернутом виде представляет собой прямолинейный наклонный лоток, угол подъема которого соответствует углу винтовой линии лотка подъемника.

Независимо от конструктивных особенностей вибрационные транспортирующие машины имеют ряд общих признаков и динамических свойств. Как и любая вибрационная машина, они имеют *привод и колебательную систему*. Привод является возбудителем колебаний, создающим периодическое вынуждающее воздействие на колебательную систему. Последняя содержит грузонесущий орган, установленный, как правило, на упругом подвесе.

Энергия привода расходуется на поддержание колебаний и через грузонесущий орган частично передается транспортируемым штучным изделиям или сыпучему материалу. Количество энергии, полезно расходуемой на выполнение процесса транспортирования, определяет эффективность машины, а соотношение этой энергии и суммарной затрачиваемой энергии, включая рассеиваемую в колебательной системе и приводе, — коэффициент полезного действия (КПД) машины. При выполнении процесса транспортирования силы, действующие на лоток со стороны перемещаемых изделий, создают технологическую нагрузку на колебательную систему и привод.

На рис. 9.21 показаны схемы вибрационных транспортеров с лотком 1, установленным на плоских пружинах 2, плоскость которых составляет угол β с нормалью к плоскости лотка. Таким образом, лотки будут совершать поступательные колебания $u(t)$ под углом β к плоскости лотка. Эти схемы отличаются способом возбуждения колебаний лотка.

В устройстве на рис. 9.21, а колебания возбуждаются двумя дебалансными возбудителями 3, получающими вращение от двигателей 4 с одинаковыми по величине, но противоположными по направлению угловыми скоростями ω . Вращение дебалансов создает центробежные силы инерции, направленные

от центров вращения. Если углы поворота (фазы вращения) дебалансов от направления колебаний лотка одинаковы, то в результате вращения создается суммарная вынуждающая сила, действующая в направлении колебаний лотка.

Иногда равенство фаз вращения дебалансов обеспечивают с помощью их жесткой кинематической связи, используя, например, зубчатые зацепления. В этом случае привод дебалансов может быть осуществлен от одного двигателя. Однако в настоящее время возбуждения достигают посредством, как правило, не связанных кинематически двух или нескольких двигателей, синхронизм и фазировка вращения которых обеспечиваются выполнением условий самосинхронизации [9.10, 9.11].

В данном случае роль привода играют дебалансные вибровозбудители, создающие силовое воздействие непосредственно на грузонесущий орган. Способ возбуждения колебаний внешними силами, приложенными к некоторым элементам системы, называют силовым. Силовой способ возбуждения может быть реализован с использованием других видов приводов: электромагнитных, электродинамических, а также пневматических и гидравлических.

В устройстве на рис. 9.21, б колебания возбуждаются с помощью кривошипно-шатунного механизма 3, кривошип которого получает вращение от двигателя 4, а ползун соединен с лотком пружины 5, входящей в состав колебательной системы машины. При вращении кривошипа точке соединения пружины 5 с ползуном сообщаются колебания с заданной амплитудой, равной длине кривошипа. Способ возбуждения колебаний, при котором привод задает определенные перемещения некоторым элементам колебательной системы, называют кинематическим. Эти перемещения осуществляются, как правило, с использованием механизмов, преобразующих непрерывное вращение приводного двигателя в колебательные движения одного из элементов колебательной системы.

В некоторых машинах с кинематическим возбуждением выходное звено привода связывают непосредственно с инерционным звеном колебательной системы, например ползун с лотком (рис. 9.21, в). Такая схема с жесткой связью обеспечивает постоянство амплитуды колебаний лотка, но двигатель зачастую рабо-

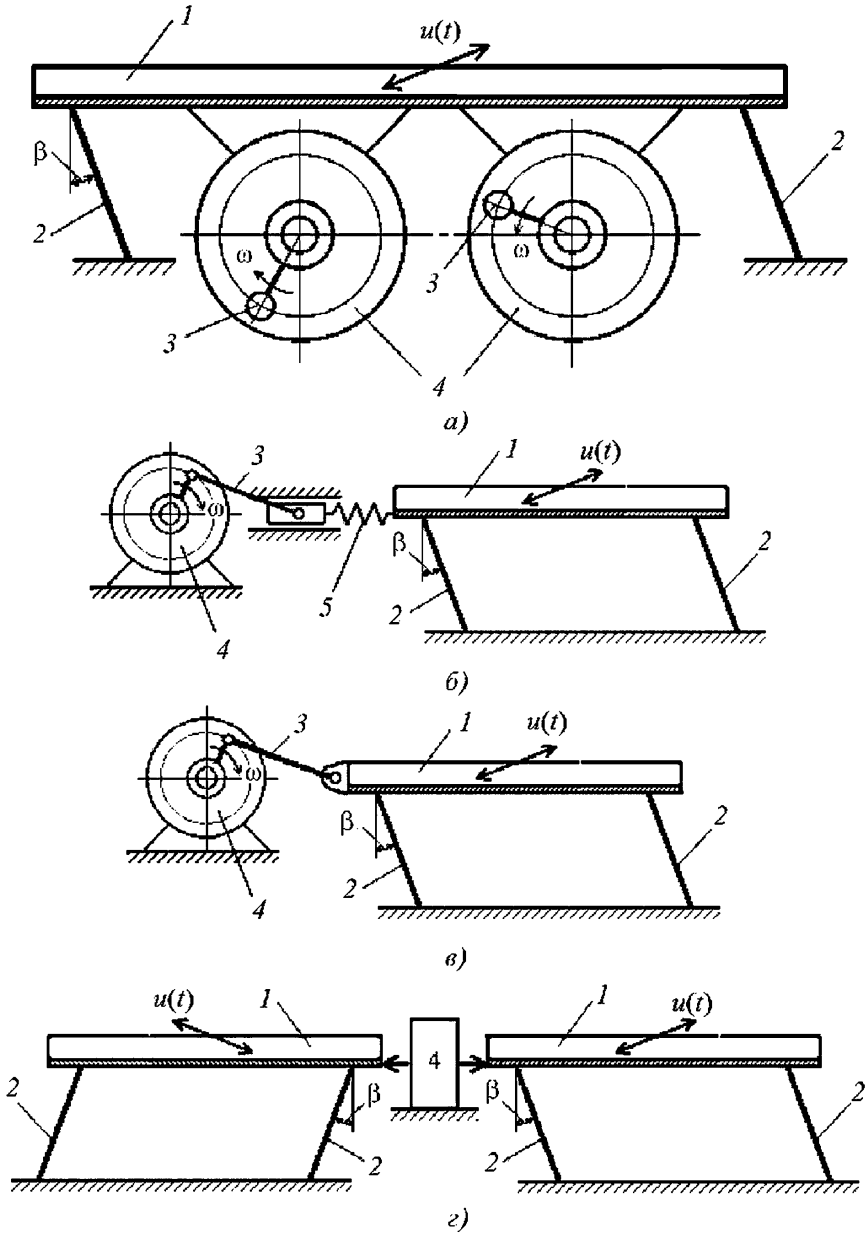


Рис. 9.21. Схемы вибрационных транспортирующих машин

тает в тяжелонагруженном режиме, поскольку вынужден преодолевать упругое и инерционное сопротивление колебательной системы. Схема с упругой связью допускает частичную разгрузку от указанных сил.

Существенным недостатком приведенных схем, присущим практически всем вибра-

ционными машинам, является их сильная виброактивность по отношению к основанию, на котором установлена машина. Если машина размещена в здании, силы, возникающие в местах крепления плоских пружин к основанию, передаются на все сооружение и могут привести к его раскачиванию и разрушению.

Это особенно опасно при одновременной работе нескольких машин. Этой опасности частично можно избежать, построив машину по схеме, показанной на рис. 9.21, з. Здесь два лотка возбуждаются от одного привода 4 (силового или кинематического) таким образом, что их колебания происходят в противофазе, и инерционные и упругие силы уравновешиваются, исключая их воздействие на сооружение.

9.1.7. Динамические характеристики вибротранспортирующих машин с силовым возбуждением

Динамические характеристики вибротранспортирующих машин имеют некоторые особенности, обусловленные типом используемого возбудителя колебаний и видом режима работы машины. В общем случае амплитуда силы возбуждения, развиваемой приводом, зависит от частоты и технологической нагрузки на привод со стороны транспортируемого продукта. Для выявления основных динамических свойств машины будем считать, что колебания рабочего органа возбуждаются гармонической силой $F(t) = F_0 \cos \omega t$ с заданными амплитудой F_0 и угловой частотой ω . При этом ограничимся рассмотрением случая вибротранспортирования, рассмотренного в разделе 9.1.2.

Будем рассматривать два режима работы колебательной системы: холостого хода и рабочий. Под режимом холостого хода понимается режим работы, при котором продукт либо отсутствует, либо остается неподвижным относительно лотка. В этом режиме машина может работать, например, в процессе запуска или в случаях малой амплитуды колебаний лотка. В рабочих режимах транспортируемый продукт совершает движения относительно лотка.

На рис. 9.22 показана динамическая модель вибрационной транспортирующей машины с силовым возбуждением. Здесь m_0, m — соответственно масса колеблющихся частей машины и масса транспортируемого продукта;

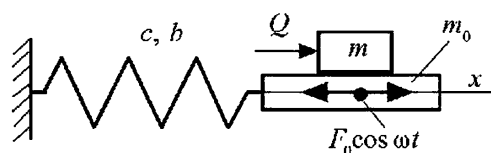


Рис. 9.22. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с силовым возбуждением

c — жесткость упругих элементов; b — коэффициент сопротивления.

Колебания системы возбуждаются гармонической силой $F(t) = F_0 \cos \omega t$, создаваемой приводом. На транспортируемое тело действует постоянная сила $Q < \mathfrak{M} g$.

Колебания системы на холостом ходу описываются дифференциальным уравнением

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + c x = F_0 \cos \omega t, \quad (9.94)$$

где $M = m_0 + m$.

Решение этого уравнения хорошо известно и имеет вид

$$x = a \cos(\omega t - \varphi), \quad (9.95)$$

где a — амплитуда колебаний, равная

$$a = \frac{F_0}{\sqrt{(c - M \omega^2)^2 + (b \omega)^2}}; \quad (9.96)$$

φ — начальная фаза колебаний, определяемая соотношениями

$$\cos \varphi = \frac{a}{F_0} (c - M \omega^2); \quad \sin \varphi = \frac{a}{F_0} b \omega \quad (9.97)$$

или, учитывая, что $0 \leq \varphi < \pi$,

$$\varphi = \arctg \frac{b \omega}{c - M \omega^2}. \quad (9.98)$$

Для удобства дальнейшего анализа выражение (9.96), определяющее амплитудно-частотные характеристики системы на холостом ходу, приведем к безразмерному виду

$$a / \delta = [(1 - \mu \zeta^2)^2 + (n \zeta)^2]^{-1/2}, \quad (9.99)$$

где $\delta = F_0 / c$; $\zeta = \omega / \omega_0$; $\omega_0 = \sqrt{c / m_0}$; $\mu = M / m_0$; $n = b / \sqrt{c m_0}$.

При работе машины масса продукта на лотке машины может быть различной и принимать любое значение $m \geq 0$. На рис. 9.23 показаны амплитудно-частотные характеристики системы на холостом ходу для трех значений величины безразмерной массы μ : $\mu_1 = 1$ ($m = 0$); $\mu_2 = 2$ ($m = m_0$); $\mu_3 = 4$ ($m = 3 m_0$) (соответственно кривые 1–3), $n = 0,2$ и прочих равных условий. Характеристики имеют обычный для одно-массовых линейных колебательных систем вид резонансных кривых с резонансными частотами

$$\zeta_i = 1 / \sqrt{\mu_i} \quad i = 1, 2, 3 \quad (9.100)$$

и амплитудами

$$a/\delta = 1/(n \zeta_i). \quad (9.101)$$

Из уравнения (9.101) видно, что при изменении массы m продукта, находящегося на лотке, резонансные амплитуды режимов холостого хода будут располагаться на кривой 5, определяемой уравнением $a/\delta = 1/(n \zeta)$. Эта кривая, называемая линией предельных амплитуд, является огибающей всей совокупности резонансных кривых, соответствующих любому значению массы продукта из множества $m \geq 0$.

Напомним, что вибрационное транспортирование может начаться при выполнении левой части неравенства (9.8), которое с учетом принятых обозначений можно привести к виду

$$\frac{a}{\delta} > \frac{m_0 (\vartheta g - q)}{F_0 \zeta^2}. \quad (9.102)$$

Нижняя граница области [см. формулу (9.102)] при $Q = 0$ и $F_0 = 2,5 m_0 \vartheta g$ показана на рис. 9.23 пунктирной линией 6. Таким образом, область существования режимов вибрационного транспортирования ограничена кривыми 5 и 6. Видно, что эта область расположена в диапазоне частот

$$\zeta > \zeta_{\min} = \frac{\vartheta n m_0 g}{F_0}. \quad (9.103)$$

Выделим два характерных частных случая: 1) работу в режиме холостого хода с полной загрузкой лотка продуктом, имеющим,

например, массу $m = m_3 = 3 m_0$; 2) работу в режиме холостого хода при отсутствии продукта ($m = 0$). Этим случаям соответствуют резонансные кривые 1 и 3. Можно показать, что амплитуды колебаний лотка в режимах транспортирования находятся в области, ограниченной указанными кривыми.

Рассмотрим взаимодействие колеблющегося лотка с транспортируемым продуктом в случае его движения без продолжительных остановов. В разд. 4 п. 9.1.2 показано, что силу сухого трения между лотком и продуктом можно приближенно заменить некоторой эквивалентной силой, описываемой соотношением (9.28), в котором коэффициент [см. формулы (9.30)] линейного вязкого сопротивления с учетом уравнения (9.33)

$$\beta(a) = \frac{4}{\pi} C \frac{F}{a\omega}, \quad (9.104)$$

где $F = \vartheta m g$; $C = \cos \frac{\pi Q}{2F}$.

Запишем уравнение движения лотка в процессе транспортирования следующим образом:

$$m_0 \ddot{x} + [b + \beta(a)] \dot{x} + cx = F_0 \cos \omega t. \quad (9.105)$$

Решение этого уравнения отыскивается в виде формулы (9.95), где амплитуда колебаний по аналогии с уравнением (9.96)

$$a = \frac{F_0}{\sqrt{(c - m_0 \omega^2)^2 + [b + \beta(a)]^2 \omega^2}} \quad (9.106)$$

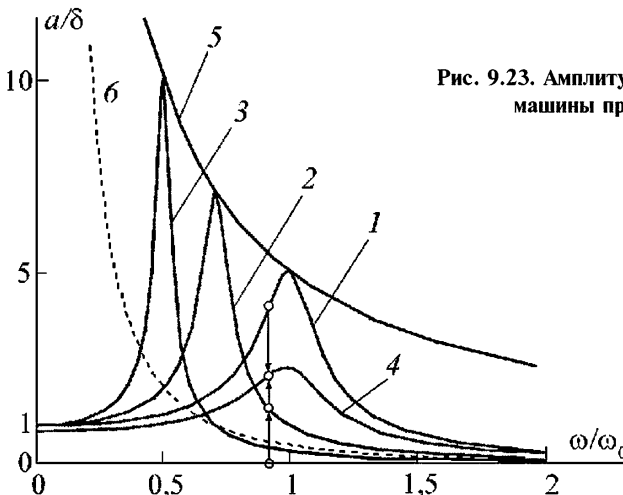


Рис. 9.23. Амплитудно-частотные характеристики машины при силовом возбуждении

В отличие от рассмотренных ранее случаев холостого хода выражение (9.106) является алгебраическим уравнением относительно амплитуды. Решая это уравнение, находим амплитуду колебаний лотка

$$a = \frac{-\frac{4bCF_0\omega}{\pi} + \sqrt{F_0^2[(c - m_0\omega^2)^2 + (b\omega)^2] - \left[\frac{4CF_T}{\pi}(c - m_0\omega^2)\right]^2}}{(c - m_0\omega^2)^2 + (b\omega)^2}. \quad (9.107)$$

Для удобства анализа последнее выражение можно привести к безразмерному виду

$$\frac{a}{\delta} = \frac{-n C \theta \zeta + \sqrt{[(1 - C\theta)(1 - \zeta^2)]^2 + (n \zeta)^2}}{(1 - \zeta^2)^2 + (n \zeta)^2}, \quad (9.108)$$

где $\theta = \frac{4 F_T}{\pi F_0}$.

Рассмотрим некоторые частные случаи.

При отсутствии сухого трения ($F_T = 0$) выражение (9.107) приводится к виду (9.96). К тому же виду приходим при $C = 0$, т.е. в случае, когда сила трения F равна внешней постоянной силе Q . Напомним, что при этом скорость перемещения продукта $v = a\omega$ и сила трения не влияют на колебания лотка.

При отсутствии вязкого сопротивления ($b = 0$) выражение (9.107) принимает вид

$$a = \frac{\sqrt{F_0^2 - (4CF_T / \pi)^2}}{(c - m_0\omega^2)^2}. \quad (9.109)$$

Последнее выражение при отсутствии внешней постоянной силы ($Q = 0$, $C = 1$) совпадает с известным, полученным при исследовании вынужденных колебаний системы с сухим трением [9.12]. Из формулы (9.109) следует, что, во-первых, возбуждение колебаний во всем диапазоне изменения внешней силы $0 \leq Q \leq F$ ($1 \geq C \geq 0$) возможно при выполнении условия

$$F_0 > 4F_T / \pi \quad (9.110)$$

и, во-вторых, наличие только сухого трения не ограничивает амплитуду колебаний при резонансе, так как $a \rightarrow \infty$ при $\omega \rightarrow \omega_0 = \sqrt{c/m}$. Поэтому при анализе реальных технических устройств необходимо учитывать силы вязкого сопротивления.

Амплитуда резонансных колебаний лотка в режиме транспортирования с двумя

мгновенными остановами находится по формуле (9.107)

$$a_p = \frac{F_0 - 4CF_T / \pi}{b\omega_0}. \quad (9.111)$$

Амплитудно-частотная характеристика системы, работающей в этом режиме при $Q = 0$, показана кривой 4 на рис. 9.23.

Из соотношений (9.109) и (9.111) следует, что сухое трение как бы снижает вынуждающую силу тем больше, чем меньше величина постоянной силы Q .

Построенная картина позволяет не только оценить характер поведения системы, но и провести синтез параметров, гарантирующих ее эффективную работу.

Допустим, что транспортер начинает работу с наперед заданной частотой при отсутствии перемещаемого продукта ($m = 0$). Установившийся режим колебаний лотка характеризуется светлой точкой на резонансной кривой 1 (рис. 9.23). Если в некоторый момент времени на лоток попадает транспортируемое тело, например, с массой $m = m_0$, амплитуда колебаний лотка будет уменьшаться вследствие дополнительных потерь энергии, затрачиваемой на преодоление силы трения между телом и лотком при их проскальзывании, стремясь, как показано стрелкой, к состоянию, отмеченному точкой на кривой 5. В результате тело будет находиться в динамическом равновесии.

При действии постоянной силы Q начнутся направленное движение тела и увеличение амплитуды колебаний лотка. По формуле (9.107) можно вычислить амплитуду установившихся колебаний лотка, а затем по формуле (9.35) и скорость транспортирования.

Рассмотрим теперь ситуацию, когда при включении машины тело массы $m = m_0$ находится на лотке. Начальному состоянию отвечает точка на оси ω . По мере возрастания амплитуда колебаний стремится к точке на резонансной кривой 2, которой соответствует устойчивое состояние системы при отсутствии скольжения тела по лотку. Однако в рассматриваемом случае после того, как амплитуда превысит значение, отвечающее пунктирной

линии, начнется проскальзывание тела, дальнейшее движение которого последовательно пройдет все стадии движения с остановами (см. разд. 9.2): с одним продолжительным остановом, с двумя продолжительными остановами, с одним продолжительным и одним мгновенным остановами, с двумя мгновенными остановами. В конечном итоге амплитуда колебаний достигнет описанного ранее устойчивого состояния, отмеченного точкой на резонансной кривой 5.

Приведенные результаты позволяют выбрать рациональные параметры вибрационной транспортирующей машины. При этом необходимо учитывать естественные ограничения. Диапазон рабочих частот колебаний лотка в значительной мере определяется типом привода. Амплитуда силы возбуждения согласно неравенству (9.110) зависит от силы сухого трения. Минимальная амплитуда колебаний должна удовлетворять условию (9.102) возникновения проскальзывания, а максимальная амплитуда ограничена условиями прочности упругих элементов и т.д. Легко видеть, что многие из критериев эффективной работы машины и ограничений на ее режимы противоречивы. Поэтому задача проектирования вибрационной транспортирующей машины, как и любой другой, заключается в поиске компромиссного варианта.

9.1.8. Динамические характеристики вибротранспортирующих машин с кинематическим возбуждением

На рис. 9.24 показана динамическая модель вибрационной транспортирующей машины с кинематическим возбуждением, построенной по схеме, приведенной на рис. 9.21, б. Здесь m_0 , m — соответственно масса колеблющихся частей машины и масса транспортируемого продукта; c , b — соответственно жесткость и коэффициент сопротивления упругих элементов, связывающих лоток с основанием; c_1 , b_1 — то же, связывающих лоток с выходным звеном привода.

ного механизма, закон движения которого известен:

$$x_0 = a_0 \cos \omega t, \quad (9.112)$$

где ω , a_0 — соответственно частота и амплитуда.

Дифференциальное уравнение движения лотка с находящимся на нем телом m имеет вид

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + cx + b_1(\dot{x} - \dot{x}_0) + c_1(x - x_0) = 0$$

или с учетом вида возбуждения (9.112)

$$M \ddot{x} + (b + b_1) \dot{x} + (c + c_1)x = F_0 \cos(\omega t + \psi), \quad (9.113)$$

где $F_0 = a_0 c_1 \sqrt{1 + (\omega b_1)^2 / c_1^2}$; $\psi = \text{arctg}(\omega b_1 / c_1)$.

Таким образом, дифференциальное уравнение при кинематическом возбуждении с точностью до обозначений приводится к такому же виду (9.94), как и при силовом, за исключением того, что начальная фаза приведенной вынуждающей силы, строго говоря, не равна нулю. Это, однако, не сказывается на характере резонансных кривых, построенных в предыдущем разделе и определяемых с учетом принятых обозначений выражением (9.96). Поэтому все полученные там результаты остаются справедливыми и для данного случая кинематического возбуждения.

Выражение для амплитудно-частотной характеристики имеет вид

$$a = a_0 \frac{\sqrt{c_1^2 + (\omega b_1)^2}}{\sqrt{(c + c_1 - M \omega^2)^2 + [\omega(b + b_1)]^2}}. \quad (9.114)$$

При проектировании вибрационных транспортеров с кинематическим возбуждением важно знать силу

$$f(t) = c_1(x - x_0) + b_1(\dot{x} - \dot{x}_0), \quad (9.115)$$

действующую на привод со стороны колебательной системы. Из равенства (9.115) после

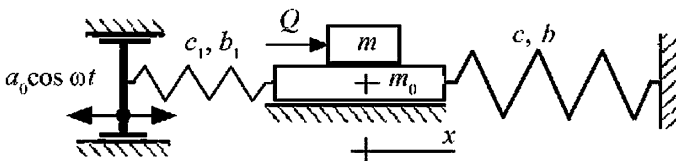


Рис. 9.24. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с кинематическим возбуждением

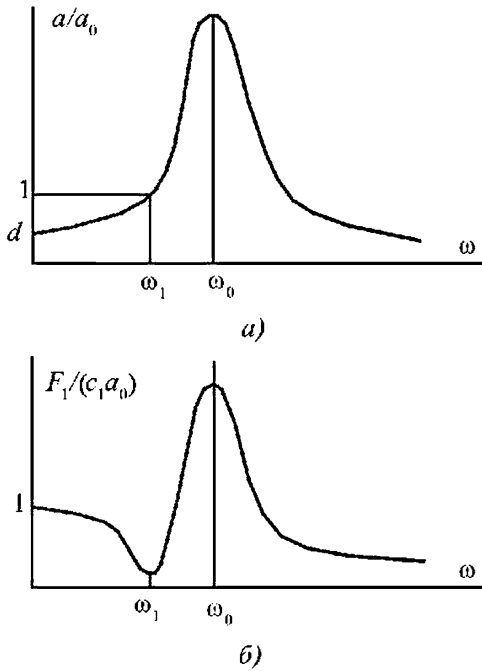


Рис. 9.25. Амплитудно-частотные характеристики вибрационной транспортирующей машины при кинематическом возбуждении

подстановки формул (9.95), (9.112), (9.114) находим амплитуду силы $f_1(t)$:

$$F_1 = a_0 \frac{\sqrt{[c^2 + (\omega b_1)^2] [(c - M\omega^2)^2 + (\omega b)^2]}}{\sqrt{(c + c_1 - M\omega^2)^2 + [\omega(b + b_1)]^2}} \quad (9.116)$$

На рис. 9.25 приведены динамические характеристики устройства с кинематическим возбуждением. На рис. 9.25, *а* показана амплитудно-частотная характеристика; на рис. 9.25, *б* — зависимость амплитуды F_1 силы, действующей на привод со стороны колебательной системы, от частоты возбуждения. Здесь $\omega_0 = \sqrt{(c + c_1) / M}$ — собственная частота системы при неподвижном ведущем звене, $d = a_0 c_1 / (c + c_1)$ — смещение лотка при перемещении ведущего звена на величину a_0 . При возбуждении с резонансной частотой $\omega = \omega_0$ амплитуды перемещения и силы достигают максимальных величин:

$$a = a_0 \frac{\sqrt{c_1^2 + (\omega b_1)^2}}{\omega(b + b_1)}; \quad F_1 = c_1 a_0 \sqrt{1 + (\omega b_1 / c_1)^2} \quad (9.117)$$

В резонансном режиме благодаря малому демпфированию большая амплитуда колебаний лотка достигается при малой амплитуде кинематического возбуждения. При этом, однако, нагрузка на привод максимальна и имеет порядок силы упругой деформации пружины ($F_1 \sim c_1 a$).

Рассмотрим режим колебаний лотка при частоте возбуждения $\omega = \omega_1 = \sqrt{c / M}$. При такой настройке амплитуда колебаний

$$a = a_0 \frac{\sqrt{1 + (\omega b_1 / c_1)^2}}{\sqrt{1 + [\omega(b + b_1) / c_1]^2}} \quad (9.118)$$

имеет порядок кинематического возбуждения ($a \sim a_0$), а амплитуда силы взаимодействия привода с колебательной системой

$$F_1 = \omega b a \quad (9.119)$$

минимальна и имеет порядок малых диссипативных сил. При отсутствии потерь в колебательной системе ($b = b_1 = 0$) амплитуда колебаний лотка $a = a_0$, а сила $F_1 = 0$.

При необходимости обеспечения постоянства амплитуды колебаний лотка транспортирующую машину выполняют по схеме, показанной на рис. 9.21, *в*, динамическая модель которой изображена на рис. 9.26. В этой машине лоток присоединен к выходному звену механизма привода жесткой связью и совершает колебания с постоянной амплитудой a_0 . Сила $f_1(t)$ взаимодействия привода с лотком определяется уравнением

$$f_1(t) = M \ddot{x} + b \dot{x} + c x \quad (9.120)$$

Подставив в формулу (9.120) закон движения лотка, найдем силу, развиваемую приводом:

$$f_1(t) = F_1 \cos(\omega t + \varphi),$$

где амплитуда силы

$$F_1 = a_0 c \sqrt{(1 - M\omega^2 / c)^2 + (b\omega / c)^2}, \quad (9.121)$$

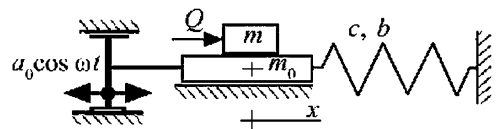


Рис. 9.26. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с жесткой связью кинематического возбудителя

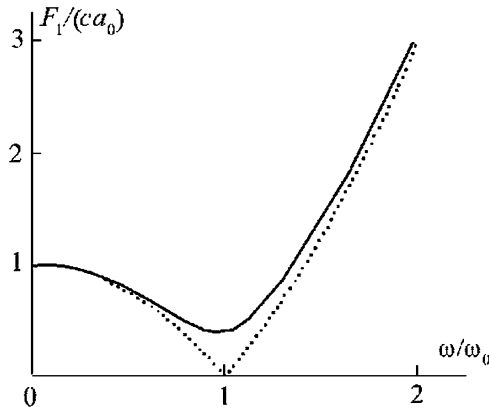


Рис. 9.27. Амплитудно-частотная характеристика силы взаимодействия с лотка с кинематическим возбудителем

а начальная фаза

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b\omega}{c - M\omega^2}. \quad (9.122)$$

Заметим, что последние два выражения совпадают с соотношениями (9.96), (9.98) и, кроме того, уравнение (9.121) может быть получено из формулы (9.116) предельным переходом $c_1 \rightarrow \infty$.

На рис. 9.27 представлены амплитудно-частотные характеристики силы, развиваемой приводом. Сплошной линией показана характеристика при наличии диссипативных сил, пунктирной — характеристика системы без потерь ($b = 0$). При $\omega = 0$ амплитуда силы $F_1 = ca_0$. При $\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$ она достигает минимума $F_1 = \omega_0 ba_0$, причем при отсутствии диссипации $F_1 = 0$.

Заметим, что при работе машины с частотой $\omega = \omega_0$ независимо от схемы ее построения реализуется режим, при котором нагрузка на привод минимальна, а отношение амплитуды колебаний к силе, развиваемой приводом, имеет максимальное значение. Поэтому такую настройку машины с кинематическим возбуждением также следует считать резонансной.

Физический смысл такого способа настройки заключается в том, что тело совершает свободные колебания на пружине c в фазе с движением ведущего звена и, если диссипация отсутствует, с той же амплитудой a_0 . Такая настройка интересна тем, что привод оказывается разгруженным от действия инерционных и упругих сил, которые полно-

стью уравновешиваются и воспринимают только действие диссипативных сил со стороны колебательной системы.

9.1.9. Энергетика вибрационной транспортирующей машины

Энергетику машины [9.7, 9.13] рассмотрим на примере системы с силовым возбуждением. Пусть движение лотка $x(t) = a \cos \omega t$ порождается силой $f(t) = F_0 \cos(\omega t + \varphi)$. Развиваемая силой мгновенная мощность

$$N_f = f(t)\dot{x}(t) = a\omega F_0 \left(\sin \varphi \sin^2 \omega t - \frac{1}{2} \cos \varphi \sin 2\omega t \right). \quad (9.123)$$

Мощность привода расходуется на преодоление сил вязкого $f_b(t) = b_0 \dot{x}(t)$, упругого $f_c(t) = cx(t)$ и инерционного $f_m(t) = m \ddot{x}(t)$ сопротивлений. Суммарная мгновенная мощность этих сил

$$N_c = [f_b(t) + f_c(t) + f_m(t)] \dot{x}(t)$$

или после преобразований

$$N_c = (a\omega)^2 b_0 \sin^2 \omega t - \frac{1}{2} a^2 \omega^2 (c - M\omega^2) \sin 2\omega t, \quad (9.124)$$

где $b_0 = b + \beta$; b, β — соответственно коэффициенты вязкого сопротивления движению лотка и эквивалентной технологической нагрузки, возникающей при скольжении транспортируемого тела по лотку.

Записав уравнение энергетического баланса мгновенных мощностей $N_f = N_c$ и приравняв коэффициенты при тригонометрических функциях $\sin^2 \omega t$ и $\sin 2\omega t$, получим соотношения

$$F_0 \cos \varphi = a(c - M\omega^2); \quad F_0 \sin \varphi = ab_0 \omega, \quad (9.125)$$

совпадающие с формулами (9.97).

Активная и реактивная мощности. Из структуры выражений (9.123), (9.124) видно, что каждое из них содержит два слагаемых: первое определяет активную мощность N_A , расходуемую приводом на восполнение энергии, необратимо теряемой вследствие диссипации ее в колебательной системе и технологической нагрузке, второе — реактивную мощность N_R , бесполезно циркулирующую между приводом и колебательной системой.

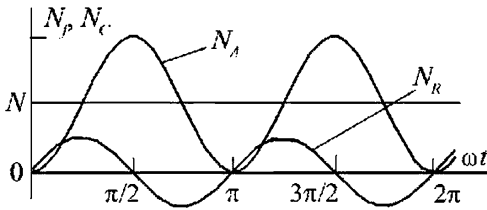


Рис. 9.28. Графики активной и реактивной мощностей

Заметим, что каждая из этих составляющих в любой момент времени компенсируется своей частью вынуждающей силы, определяемой величиной фазы φ. На рис. 9.28 тонкими линиями показаны графики активной N_A и реактивной N_R мгновенных мощностей.

В резонансном режиме при $\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$ согласно формулам (9.125) фаза $\varphi = \pi/2$ и из соотношений (9.123), (9.124) следует, что реактивная мощность $N_R = 0$. Это означает, что в любой момент времени силы инерции и упругости взаимно уравновешиваются, а вся работа вынуждающей силы полностью расходуется на компенсацию диссипативных потерь энергии в колебательной системе и технологической нагрузке.

Средняя мощность привода. При проектировании машины необходимо определить среднюю мощность

$$N = \frac{1}{T} \int_0^T N_f(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T N_c(t) dt, \quad (9.126)$$

где T — период колебаний.

После подстановки в равенство (9.126) величин из формул (9.123) и (9.124) получим следующее выражение для средней мощности:

$$N = \bar{N}_A = \frac{1}{2} a \omega F_0 \sin \varphi = \frac{1}{2} b_0 (a \omega)^2, \quad (9.127)$$

где \bar{N}_A — среднее значение мощности N_A .

Обратим внимание, что мощность в среднем за период расходуется исключительно на компенсацию диссипации энергии, причем на ее создание идет только часть $F_A = F_0 \cos \varphi$ вынуждающей силы, другая часть $F_R = F_0 \sin \varphi$ поддерживает циркуляцию реактивной мощности. Отсюда следует, что в резонансном режиме вынуждающая сила используется наиболее эффективно.

КПД любой машины оценивают отношением полезной ко всей затраченной энергии.

Представим величину [см. формулу (9.127)] в виде суммы

$$N = N_b + N_\beta, \quad (9.128)$$

где

$$N_b = \frac{1}{2} b (a \omega)^2, \quad (9.129)$$

N_b — мощность, рассеиваемая в колебательной системе;

$$N_\beta = \frac{1}{2} \beta (a \omega)^2, \quad (9.130)$$

N_β — мощность, расходуемая на выполнение рабочего процесса.

Тогда КПД вибрационной машины

$$\eta = \frac{N_\beta}{N} = \frac{\beta}{b + \beta}. \quad (9.131)$$

Эффективность машины. По значению мощности [см. формулу (9.130)], затрачиваемой на проведение рабочего процесса, можно судить о производительности машины. Подставив в формулу (9.130) выражение (9.96), получим с учетом принятых обозначений

$$N_\beta = \frac{\beta (F_0 \omega)^2}{2 [M^2 (\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (b + \beta)^2 \omega^2]}. \quad (9.132)$$

Зависимость потребляемой технологической нагрузкой мощности N_β от частоты ω показана на рис. 9.29. На резонансной частоте $\omega = \omega_0$ она достигает максимального значения

$$N_\beta^* = \frac{\beta F_0^2}{2(b + \beta)^2}, \quad (9.133)$$

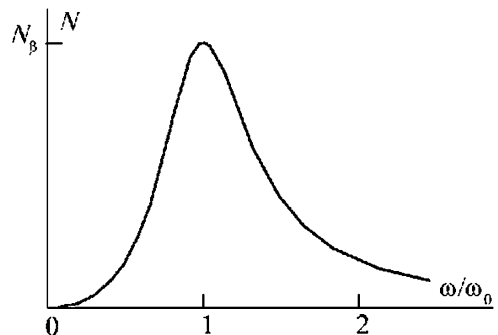


Рис. 9.29. Зависимость средней мощности от частоты

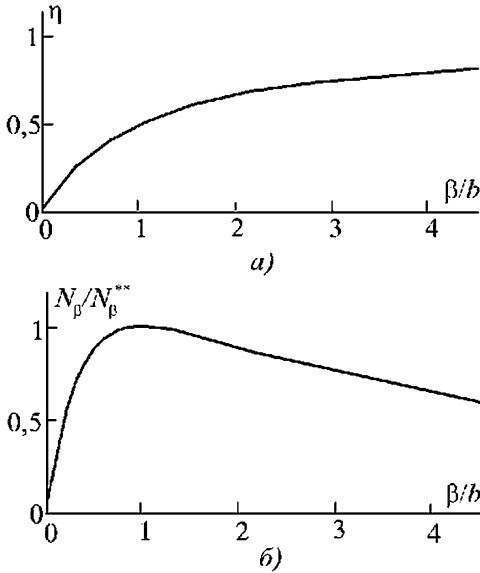


Рис. 9.30. Зависимости КПД (а) и эффективности (б) машины от отношения коэффициентов диссипативных сопротивлений в нагрузке и колебательной системе

и, следовательно, резонансная машина является энергетически наиболее эффективной.

КПД и полезная мощность [см. формулу (9.133)] резонансной машины по-разному зависят от соотношения коэффициентов сопротивления нагрузки и колебательной системы. Если по мере увеличения сопротивления β нагрузки КПД монотонно возрастает, стремясь к своему предельному значению $\eta = 1$ (рис. 9.30, а), то полезная мощность имеет максимум (рис. 9.30, б)

$$N_{\beta}^{**} = \frac{F_0^2}{8b} \quad (9.134)$$

при $\beta = b$.

Значение, полученное по формуле (9.134), определяет предельную мощность, которая может быть отобрана от колебательной системы для проведения технологического процесса. Для оценки эффективности вибрационной машины целесообразно использовать понятие «коэффициента эффективности»

$$\theta = \frac{N_{\beta}}{N_{\beta}^{**}} \quad (9.135)$$

или с учетом выражений (9.132), (9.134)

$$\theta = \frac{4\omega^2\beta b}{[M^2(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (b + \beta)^2\omega^2]} \quad (9.136)$$

Коэффициент эффективности резонансной машины ($\omega = \omega_0$)

$$\theta^* = \frac{4\beta b}{(b + \beta)^2}. \quad (9.137)$$

При оптимальной нагрузке $\beta = b$ эффективность резонансной машины максимальна ($\theta^* = 1$), а ее КПД согласно выражению (9.131) равен $\eta = 0,5$.

9.1.10. Дебалансный возбудитель колебаний вибрационных транспортирующих машин

Динамические характеристики. Дебалансные вибровозбудители наиболее часто используются в вибрационных транспортирующих машинах. Схема колебательной системы с дебалансным возбудителем колебаний показана на рис. 9.31. Лоток 1, несущий транспортируемое тело 2, связан с основанием пружиной 3 и имеет возможность перемещения вдоль оси x . Колебания лотка возбуждаются дебалансом 4 массы m_d , установленным с эксцентриситетом r на оси вращения. Дебаланс приводится во вращение двигателем. Вращение дебаланса с угловой скоростью ω порождает центробежную силу

$$F_0 = m_d r \omega^2, \quad (9.138)$$

направленную от оси вращения. Проекция центробежной силы на ось x представляет собой вынуждающую силу

$$f(t) = F_0 \cos \omega t. \quad (9.139)$$

Таким образом, движение лотка на холстом ходу описывается уравнением (9.94), и уравнение (9.97) амплитудно-частотной характеристики системы принимает вид

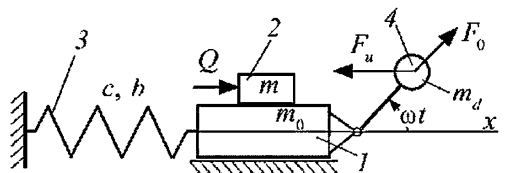


Рис. 9.31. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с дебалансным возбудителем

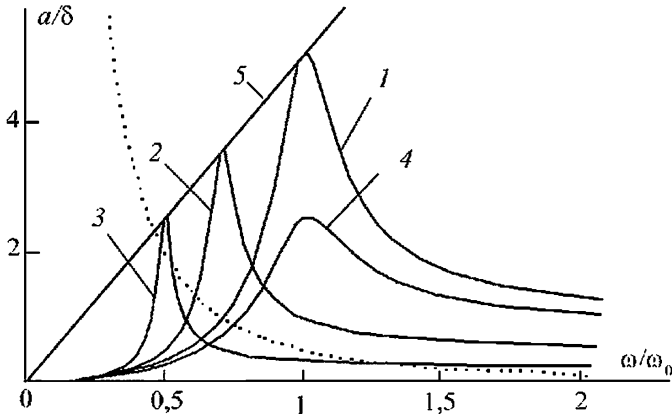


Рис. 9.32. Амплитудно-частотные характеристики вибрационной транспортирующей машины с дебалансным возбудителем

$$a = \frac{m_d r \omega^2}{\sqrt{(c - M \omega^2)^2 + (b \omega)^2}} \quad (9.140)$$

По аналогии с формулой (9.99) приведем выражение (9.140) к безразмерному виду

$$a / \delta = \zeta^2 [(1 - \mu \zeta^2)^2 + (n \zeta)^2]^{-1/2}, \quad (9.141)$$

где $\delta = \mu_d r$; $\mu_d = m_d / m_0$.

На рис. 9.32 показаны амплитудно-частотные характеристики 1–3, построенные по зависимости (9.141) при тех же параметрах, что и на рис. 9.32. Специфика резонансных кривых при дебалансном возбуждении заключается в том, что в рассматриваемом случае амплитуда колебаний $a = 0$ при $\omega = 0$ и $a \rightarrow r m_d / M$ при $\omega \rightarrow \infty$.

Уравнение линии предельных амплитуд 5, являющейся огибающей резонансных кривых, имеет вид

$$a / \delta = \zeta / n.$$

Область, в которой может происходить вибрационное транспортирование, определяется левой частью неравенства (9.8), принимающего вид

$$\frac{a}{\delta} > \frac{(\vartheta g - q) m_0}{\zeta^2 c r \mu_d}. \quad (9.142)$$

Нижняя граница области [см. формулу (9.142)] при $q = 0$ и $\mu_d r c / m_0 = 2,5 \theta g$ показана на рис. 9.32 пунктирной линией. Таким образом, область существования режимов вибрационного транспортирования расположена

между пунктирной линией и линией 5 предельных амплитуд. Видно, что эта область находится в диапазоне частот

$$\zeta > \zeta_{\min} = \sqrt[3]{\frac{n \vartheta g m_0}{c r \mu_d}}. \quad (9.143)$$

Из сравнения рис. 9.32 и рис. 9.23 видно, что указанное условие существенно урезает область реализации рабочих режимов транспортирования в машинах с силовым возбуждением, особенно в дорезонансном диапазоне частот. Так, например, колебания машины с массой транспортируемого объекта $m = 3 m_0$ (кривая 3) возможны либо в узкой резонансной зоне, либо в высокочастотной области с малыми амплитудами колебаний.

Представленные результаты описывают колебания лотка вибрационной транспортирующей машины, когда на лотке находятся тела различной массы, не подвижные относительно лотка. Теперь рассмотрим колебания лотка в случае, когда тело проскальзывает относительно лотка без длительных остановов. Будем считать, что на тело не действует внешняя постоянная сила ($Q = 0$) и оно находится в состоянии динамического равновесия. Амплитуда колебаний лотка описывается уравнением (9.107), в котором следует положить $F_0 = m_d \omega^2 r$.

Амплитудно-частотная характеристика для этого случая при $m = m_0$ показана кривой 4 на рис. 9.32. Условием возможности возбуждения колебаний при действии силы

сухого трения является выполнение неравенства (9.110), из которого с учетом уравнения (9.138) следует, что колебания возбуждаются, если угловая частота вращения дебаланса

$$\omega > \omega_s = \sqrt{\frac{4\theta mg}{\pi m_d r}}. \quad (9.144)$$

Поэтому резонансная кривая исходит из точки $\omega = \omega_s$, $a = 0$. Если $\omega_s < \omega_0 = \sqrt{c/m_0}$, в системе возбуждаются резонансные колебания с частотой ω_0 и амплитудой

$$a_p = \frac{r m_d \omega_0 - 4\theta mg / \pi}{b \omega_0}.$$

В зарезонансной области с увеличением частоты амплитуда колебаний монотонно уменьшается и при $\omega \rightarrow \infty$ амплитуда $a \rightarrow \delta = r m_d / m_0$.

Взаимодействие колебательной системы с дебалансным возбудителем. Перейдем к рассмотрению явлений, обусловленных влиянием колебаний на дебалансный возбудитель и двигатель, сообщающий вращение дебалансу. Колебания несущей платформы порождают действующую на дебаланс силу инерции (см. рис. 9.31)

$$F_u = -m_d \ddot{x}(t) = m_d a \omega^2 \cos(\omega t - \varphi), \quad (9.145)$$

которая создает вращающий момент $M_c = F_u r_d \sin \omega t$ относительно оси вращения или с учетом выражения (9.146) после преобразований

$$M_c = m_d a \omega^2 r_d \left(\sin^2 \omega t \sin \varphi + \frac{1}{2} \sin 2\omega t \cos \varphi \right). \quad (9.146)$$

Используя соотношения (9.125), выражение (9.145) приведем к виду

$$M_c = a^2 \left[b_0 \omega \sin^2 \omega t + \frac{1}{2} (c - M \omega^2) \sin 2\omega t \right]. \quad (9.147)$$

Отсюда очевиден физический механизм взаимодействия колебательной системы с приводом. Первое слагаемое, зависящее только от диссипативных сил, всегда положительно и определяет величину активной нагрузки на привод. Второе слагаемое описывает реак-

тивную периодическую нагрузку, на которой сказывается соотношение упругих и инерционных параметров колебательной системы. В резонансных режимах ($\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$) упругие и инерционные силы полностью уравновешиваются и реактивная нагрузка на привод отсутствует. При прочих равных условиях реактивная нагрузка тем больше, чем дальше рабочая частота системы удалена от резонансной.

Рассматривая динамическую модель вибрационной транспортирующей машины, мы предполагали, что дебаланс вращается с постоянной заданной угловой скоростью. Однако из выражения (9.147) видно, что вращающиеся части привода испытывают действие периодических моментов сил, которые попеременно осуществляют их торможение и разгон относительно средней угловой скорости ω . Именно реактивный момент и создает циркуляцию реактивной мощности, о которой шла речь в предыдущем параграфе.

Величина колебаний скорости зависит от момента инерции вращающихся элементов привода, включающих в себя ротор двигателя, маховик и дебаланс. Поэтому, рассматривая динамическую модель, мы неявно предполагаем, что инерционность вращающихся деталей настолько велика, что изменение скорости вращения можно не учитывать ввиду его незначительности.

Средняя величина момента [см. формулу (9.147)]

$$M_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T M_c(t) dt = \frac{1}{2} b_0 a^2 \omega. \quad (9.148)$$

Машина будет находиться в состоянии установившегося периодического режима, если этот момент уравновешивается движущим моментом двигателя, компенсирующим таким образом диссипацию энергии в колебательной системе и технологической нагрузке. Развиваемая при этом мощность двигателя

$$N = M_{cp} \omega = \frac{1}{2} b_0 (a\omega)^2. \quad (9.149)$$

Эта формула, естественно, совпадает с формулой (9.127), так как мощность двигателя расходуется только на компенсацию диссипативных потерь.

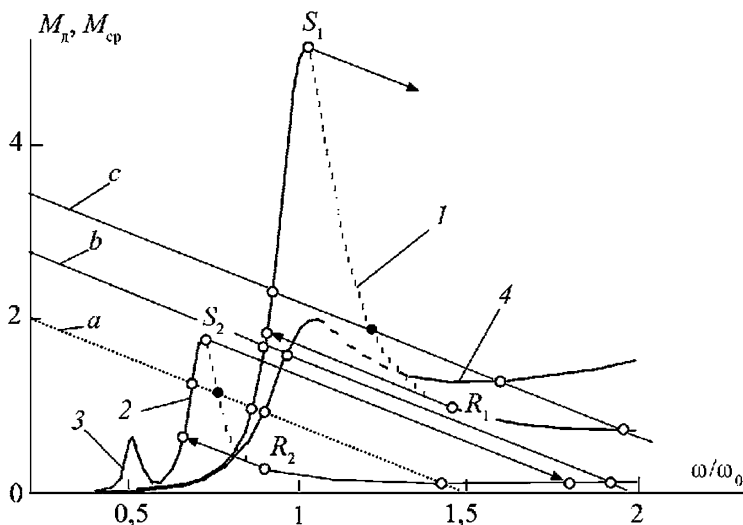


Рис. 9.33. Зависимости среднего момента нагрузки на вал двигателя и статические характеристики двигателя постоянного тока

Взаимодействие колебательной системы с двигателем. Приведенные формулы полностью описывают колебания системы в том случае, если скорость вращения ротора двигателя не зависит от приложенной к нему нагрузки. К таким двигателям относятся, например, синхронные двигатели переменного тока.

На рис. 9.33 показаны зависимости (кривые 1–4) средней величины момента, действующего на вал двигателя со стороны колебательной системы, от угловой скорости вращения, построенные по равенству (9.148) с учетом уравнения (9.140) при тех же параметрах, что и рис. 9.32. Из рис. 9.33 видно, что при заданной частоте двигатель может реализовать режим, соответствующий любой точке приведенных кривых, конечно при условии, что момент двигателя достаточен для преодоления момента сил сопротивления нагрузки.

Движущий момент двигателей других типов, применяемых, как правило, в вибрационных транспортирующих машинах, зависит от скорости вращения. Для возникающих при этом эффектов воспользуемся статическими характеристиками [9.7] двигателей, связывающими движущий момент и скорость вращения двигателя. Статическая характеристика двигателя постоянного тока с независимым возбуждением имеет вид

$$M_d = M_n (1 - \omega / \omega_{x,x}), \quad (9.150)$$

где M_n — пусковой момент двигателя при $\omega = 0$; $\omega_{x,x}$ — угловая скорость холостого хода при $M_d = 0$.

Обе эти величины находятся в прямой пропорциональной зависимости от электрического напряжения U на якоре двигателя.

На рис. 9.33 наклонными параллельными прямыми a, b, c показаны характеристики (9.150) при различных значениях напряжения U . В установившемся режиме колебаний должно выполняться равенство

$$M_d = M_{cp}. \quad (9.151)$$

Это говорит о том, что значения частоты колебаний и момента двигателя определяются выделенными на рис. 9.33 точками пересечения частотной характеристики [см. формулу (9.148)] нагрузки, создаваемой колебаниями, и статической характеристики [см. выражение (9.150)] двигателя.

Из рис. 9.33 видно, что в зависимости от взаимного расположения этих характеристик возможно существование либо одной, либо трех точек их пересечения, т.е. одного или трех режимов колебаний. Так, например, статическая характеристика b двигателя имеет по одной точке пересечения с каждой из частотных характеристик нагрузки. Статическая характеристика a пересекает частотную характеристику 2 в трех точках, а каждую из остальных — в одной. Статическая характери-

стика c имеет три точки пересечения с частотной характеристикой l и по одной с остальными.

Здесь следует отметить, что не все состояния системы, удовлетворяющие уравнению (9.151), устойчивы и, следовательно, физически реализуемы. Условие устойчивости выглядит так:

$$\left. \frac{dM_d}{d\omega} \right|_{\omega=\omega^*} < \left. \frac{dM_{cp}}{d\omega} \right|_{\omega=\omega^*}, \quad (9.152)$$

где ω^* — решение уравнения (9.151)

Условие (9.152) означает, что стационарный режим с найденной частотой ω^* устойчив, если при случайном малом изменении частоты баланс действующих моментов нарушается таким образом, что момент двигателя стремится вернуть частоту к ее стационарному значению. В противном случае режимы неустойчивы.

На рис. 9.33 устойчивые режимы отмечены светлыми, а неустойчивые темными точками. Из рисунка видно, что неустойчивые решения расположены на правых, зарезонансных ветвях амплитудно-частотных характеристик, показанных штриховыми линиями. Точки S_i и R_i касания i -й резонансной кривой и характеристики двигателя являются границами раздела устойчивых и неустойчивых ветвей.

При регулировании двигателя постоянного тока по мере увеличения напряжения на якоре его статическая характеристика смещается вверх параллельно самой себе. Таким образом, постепенно повышая частоту, можно воспроизвести левую, дорезонансную ветвь резонансной кривой до достижения границы устойчивости S_i . Дальнейшее малое изменение напряжения приводит к резкому «срыву колебаний», т.е. к быстрому разгону двигателя до установления нового устойчивого стационарного режима, как это, например, показано стрелкой для резонансной кривой 2.

После установления нового стационарного режима регулированием напряжения питания можно плавно как увеличивать, так и уменьшать частоту колебаний. Но снижение частоты происходит плавно только до достижения границы устойчивости R_i , в которой наблюдается показанный стрелками срыв колебаний, сопровождаемый резким торможением двигателя моментом сопро-

тивления со стороны колебательной системы до установления стационарного состояния. Эти явления, называемые эффектом Зоммерфельда в честь автора, впервые их описавшего [9.14], подробно исследованы в работах [9.10, 9.15].

Аналогичные явления происходят и в машинах с асинхронным двигателем переменного тока. Его статическую характеристику можно записать в виде [9.7]

$$M_d = \frac{2M_{кр}(1-\omega/\omega_{x,x})(1-\omega_{кр}/\omega_{x,x})[1+\rho\sigma_{кр}]}{(1-\omega/\omega_{x,x})^2 + (1-\omega_{кр}/\omega_{x,x})^2 + 2\rho\sigma_{кр}}, \quad (9.153)$$

где $M_{кр}$ — максимальный (критический) момент; $\omega_{кр}$ — скорость, соответствующая критическому моменту; $\omega_{x,x}$ — скорость холостого хода двигателя, равная угловой скорости вращения поля, создаваемого обмотками статора и зависящая от частоты электрической сети и числа пар полюсов статора; $\sigma_{кр} = (1-\omega_{кр}/\omega_{x,x})$ — скольжение, соответствующее критическому моменту; ρ — отношение сопротивления цепи статора к сопротивлению цепи ротора.

Константы $M_{кр}$, $\omega_{x,x}$, ρ могут быть найдены по каталожным данным.

На рис. 9.34 показаны частотные характеристики момента сопротивления l и асинхронного двигателя 2. Пусковой момент двигателя

$$M_n = \frac{2M_{кр}\sigma_{кр}[1+\rho\sigma_{кр}]}{1+\sigma_{кр}^2+2\rho\sigma_{кр}}$$
 находится из

выражения (9.153) при $\omega = 0$. Точки пересечения статической характеристики 2 с кривой l определяют частоты стационарных режимов. Два крайних решения, отмеченные светлыми точками, соответствуют устойчивым режимам; промежуточное третье решение, обозначенное темной точкой, отвечает неустойчивому стационарному режиму.

Следует отметить, что из двух устойчивых режимов в качестве рабочего может быть использован только режим, расположенный в зарезонансной области в рабочей зоне характеристики двигателя. Однако при разгоне двигателя его скорость «застрянет» в точке, принадлежащей начальному разгонному участку статической характеристики. В таком режиме длительная работа двигателя недопустима из-за опасности его перегрева и выхода из строя. Поэтому выход на рабочий режим можно осуществить, например, кратковременно форсируя двигатель

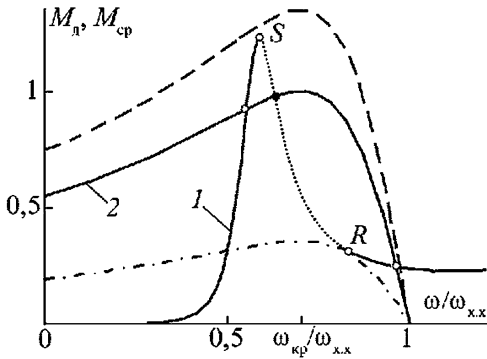


Рис. 9.34. Зависимости среднего момента нагрузки на вал двигателя и статические характеристики асинхронного двигателя

так, что его быстрый разгон произойдет в соответствии с характеристикой, показанной на рисунке штриховой линией.

Тогда при достижении граничной точки *S* зоны устойчивости будет наблюдаться срыв колебаний в окрестность рабочей точки, сопровождаемый резким падением момента и мощности двигателя. После этого можно вернуться с форсажной характеристики на рабочую.

Штрихпунктирной линией на рис. 9.34 показана предельная характеристика двигателя, точка *R* касания которой с кривой 2 определяет границу зоны неустойчивых режимов, изображенной на рисунке пунктирной линией.

В заключение отметим, что при выборе электродвигателя частота стационарного режима колебаний должна располагаться в зоне рабочего участка $\omega > (\omega_{x,x} + \omega_{kp})/2$ статической характеристики.

9.1.11. Электродинамический

и электромагнитный возбудители колебаний

Электродинамический возбудитель колебаний. Схема вибрационной транспортирующей машины с электродинамическим возбудителем колебаний приведена на рис. 9.35. Лоток 1 транспортера, несущий транспортируемое тело 2, связан с основанием пружиной 3 и соединен со столом 4 электродинамического возбудителя. К столу, соединенному мембраной 5 с корпусом 6, жестко прикреплена катушка 7. Последняя размещена в кольцевом зазоре постоянного магнита 8, создающего в зазоре равномерное магнитное поле. Переменный ток, пропускаемый через обмотку катушки, взаи-

модействует с магнитным полем и порождает механическую силу

$$f(t) = Bli(t), \tag{9.154}$$

где *B* — магнитная индукция поля в зазоре; *l* — длина проводника обмотки катушки; *i* — сила тока.

Если сила тока задана (т.е. питание катушка получает от источника тока) и изменяется по гармоническому закону $i(t) = I \cos \omega t$, где *I* = const — амплитуда силы тока, то на колебательную систему со стороны катушки действует сила возбуждения $f(t) = BII \cos \omega t$ с амплитудой $F_0 = BII$. Тогда уравнение движения лотка принимает вид

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + cx = BII \cos \omega t,$$

совпадающий с уравнением (9.94), и, следовательно, все результаты пп. 9.1.7 и 9.1.9 оказываются справедливыми и в данном случае.

Рассматривая периодические гармонические колебания, для упрощения последующих выкладок будем использовать метод комплексных амплитуд. С этой целью уравнение движения запишем следующим образом:

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + cx = BII e^{j\omega t}, \tag{9.155}$$

а его решение будем искать в виде

$$x(t) = a e^{j(\omega t + \varphi)} = \tilde{a} e^{j\omega t},$$

где $\tilde{a} = a e^{j\varphi}$ — комплексная амплитуда; $j = \sqrt{-1}$ — мнимая единица.

Тогда для комплексной амплитуды получим

$$\tilde{a} = BII / W(j\omega), \tag{9.156}$$

где $W(j\omega) = (c - \omega^2 M) + j\omega b$ — динамическая жесткость механической колебательной системы.

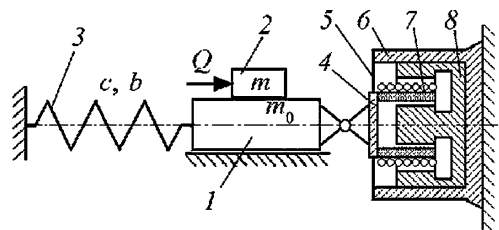


Рис. 9.35. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с электродинамическим возбудителем колебаний

По формуле Эйлера

$$\tilde{a} = ae^{j\varphi} = a(\cos \varphi + j \sin \varphi)$$

из равенства (9.156) легко выводятся найденные ранее соотношения (9.96) и (9.97) для амплитуды a и фазы φ колебаний.

При расчетах электрических параметров электродинамического возбудителя необходимо знать значения тока i в проводе катушки и напряжение питания на ее концах. Эти значения зависят не только от параметров катушки, но и от ее движения. При движении катушки в магнитном поле в ее проводнике возникает противоэлектродвижущая сила

$$e = -Bl\dot{x}. \quad (9.157)$$

Полагая, что катушка имеет индуктивность L и сопротивление R , запишем уравнение, связывающее ток в катушке с напряжением питания:

$$L\ddot{q} + R\dot{q} = u(t) - Bl\dot{x}, \quad (9.158)$$

где q — электрический заряд.

Зная, что сила тока $i = \dot{q}$, из дифференциальных уравнений (9.155) и (9.158) получаем систему двух алгебраических уравнений относительно комплексных амплитуд \tilde{a} колебаний лотка, силы тока \tilde{I} и напряжения \tilde{U} питания:

$$W(j\omega)\tilde{a} = \kappa\tilde{I}; \quad (9.159)$$

$$Z(j\omega)\tilde{I} = \tilde{U} - j\omega\kappa\tilde{a}, \quad (9.160)$$

где $Z(j\omega) = R + j\omega L$ — импеданс катушки; $\kappa = Bl$ — коэффициент электромеханической связи.

При питании от источника тока комплексная амплитуда колебаний определяется выражением (9.156), и из уравнения (9.160) находим комплексную амплитуду напряжения

$$\tilde{U} = \tilde{I} \left[Z(j\omega) + j\omega \frac{\kappa^2}{W(j\omega)} \right]. \quad (9.161)$$

Полученное соотношение имеет ясную физическую интерпретацию. Второе слагаемое в квадратных скобках выражения (9.161) представляет собой добавку к импедансу катушки, возникающую при ее колебаниях в магнитном поле. Если динамическая жесткость велика, что имеет место вдали от резонанса,

амплитуда колебаний мала и влиянием колебаний на импеданс катушки можно пренебречь. Это влияние оказывается существенным в окрестности резонанса. На резонансной частоте $\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$ из равенства (9.161) с учетом принятых в уравнениях (9.156) и (9.160) обозначений находим

$$\tilde{U} = \tilde{I} \left(R + j\omega_0 L + \frac{\kappa^2}{b} \right). \quad (9.162)$$

Отсюда видно, что в резонансном режиме колебания катушки создают добавочное активное электрическое сопротивление катушки, которое тем значительнее, чем меньше коэффициент b сопротивления колебаниям катушки. Это объясняется тем, что при уменьшении коэффициента b возрастает амплитуда колебаний, а следовательно, и противоэлектродвижущая сила [см. формулу (9.157)]. Заметим, что при питании от источника тока на резонансной частоте напряжение питания, как и амплитуда колебаний, достигает максимального значения.

Питание электродинамического возбудителя колебаний, как правило, осуществляется от источника напряжения, например от электрической сети с постоянной амплитудой напряжения. В этом случае амплитуда силы тока в катушке и амплитуда колебаний находятся из тех же уравнений (9.159) и (9.160):

$$\tilde{I} = \frac{UW(j\omega)}{Z(j\omega)W_{\Sigma}(j\omega)}; \quad (9.163)$$

$$\tilde{a} = \frac{\kappa U}{Z(j\omega)W_{\Sigma}(j\omega)}, \quad (9.164)$$

где $W_{\Sigma}(j\omega) = W(j\omega) + j\omega\kappa^2/Z(j\omega)$.

Выражение (9.163) можно получить непосредственно из соотношения (9.161). Его физическая интерпретация изложена выше. Величина $W_{\Sigma}(j\omega)$ в знаменателе выражения (9.164) представляет собой полную динамическую жесткость колебательной системы, где второе слагаемое характеризует влияние на нее электрических параметров катушки. Для оценки этого влияния, используя принятые выше обозначения, запишем развернутое выражение полной динамической жесткости электромеханической системы:

$$W_{\Sigma}(j\omega) = c - \omega^2(M + kL) + j\omega(b + kR), \quad (9.165)$$

где $k = \kappa^2 / [R^2 + (\omega L)^2]$ — коэффициент приведения электрических параметров к их механическим аналогам.

Из выражения (9.165) видно, что индуктивность катушки увеличивает приведенную массу механической колебательной системы, а электрическое сопротивление — приведенный коэффициент механического сопротивления.

Резонансная частота системы находится из условия $\text{Re } W_{\Sigma}(j\omega) = 0$ и равна

$$\omega_{\Sigma 0} = \sqrt{c / (M + kL)}, \quad (9.166)$$

а резонансная амплитуда

$$a = \frac{\kappa U}{(b + kR) \sqrt{R^2 + (\omega_{\Sigma 0} L)^2}}. \quad (9.167)$$

Из последних выражений видно, что рассматриваемая система с электродинамическим возбудителем резонирует на частоте $\omega_{\Sigma 0}$, меньшей собственной частоты $\omega_0 = \sqrt{c / M}$ механической колебательной системы, а на ее амплитуду влияет не только диссипация энергии в упругих элементах и нагрузке, но и сопротивление электрической цепи.

Величина тока в катушке электродинамического возбудителя при питании от источника напряжения определяется формулой (9.163). Можно показать, что максимальный ток в катушке протекает на резонансной частоте (9.166) и его амплитуда

$$I = \frac{U \omega_{\Sigma 0} \sqrt{(k \omega_{\Sigma 0} L)^2 + b^2}}{(b + kR) \sqrt{R^2 + (\omega_{\Sigma 0} L)^2}}. \quad (9.168)$$

Заметим, что при отсутствии механического ($b = 0$) и электрического ($R = 0$) сопротивлений амплитуды колебаний и тока [см. формулы (9.167) и (9.168)] стремятся к бесконечности.

Обратим внимание на режим работы машины при ее настройке на собственную частоту $\omega = \omega_0 = \sqrt{c / M}$ механической колебательной системы. В таком режиме амплитуда колебаний

$$a = \frac{\kappa U}{\omega [\kappa^2 + b \sqrt{R^2 + (\omega L)^2}]}, \quad (9.169)$$

а амплитуда тока в катушке

$$I = \frac{U b}{\kappa^2 + b \sqrt{R^2 + (\omega L)^2}}. \quad (9.170)$$

Этот режим интересен тем, что амплитуда тока минимальна, и при $b \rightarrow 0$ амплитуда тока $I \rightarrow 0$, т.е. колебания происходят, а ток через катушку не течет. Это объясняется тем, что в данном режиме противоэлектродвижущая сила, возникающая при колебаниях катушки в магнитном поле, оказывается равной напряжению питания. О механическом аналоге такой ситуации шла речь ранее, в частности в п. 9.1.8, при рассмотрении динамики вибрационных транспортирующих машин с кинематическим возбуждением колебаний.

Дальнейший расчет вибрационной транспортирующей машины с электродинамическим возбудителем колебаний может быть проведен по схемам, изложенным в пп. 9.1.7–9.1.9.

Электромагнитный возбудитель колебаний. Схема вибрационной транспортирующей машины с электромагнитным возбудителем колебаний приведена на рис. 9.36. Лоток 1 транспортера, несущий транспортируемое тело 2, связан с основанием пружиной 3 и жестко соединен с якорем 4 электромагнита 5, обмотки 6 которого получают питание от сети переменного тока. Сила притяжения между ярмом и якорем пропорциональна квадрату напряженности магнитного поля, вследствие чего явление магнитного притяжения относится к разряду четных эффектов и при гармоническом изменении напряженности приводит к удвоению частоты силы. Поэтому для получения силы, изменяющейся с частотой поля, необходимо создавать предварительное подмагничивание, включая в магнитопровод либо постоянный магнит, либо обмотку подмагничивания 7 (см. рис. 9.36), через которую пропускается постоянный ток.

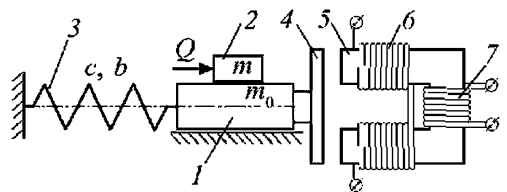


Рис. 9.36. Расчетная схема вибрационной транспортирующей машины с электромагнитным возбудителем колебаний

Таким образом, в зазоре создается постоянный магнитный поток

$$\Phi_0 = 4\pi S n_0 I_0 / (2d), \quad (9.171)$$

где S — площадь сечения магнитного потока, который считается однородным; n_0 — число витков катушки подмагничивания; d — зазор между якорем и ярмом; I_0 — сила постоянно-го тока.

При пропускании переменного тока i через обмотку b в зазоре между ярмом электромагнита и якорем создается переменный магнитный поток

$$\Phi = 4\pi S n i / (2d), \quad (9.172)$$

где n — число витков в обмотке b .

Сила, действующая на якорь со стороны двух полюсов магнита, определяется магнитным притяжением

$$F = 2 (\Phi_0 + \Phi)^2 / (8\pi S)$$

или после подстановки в эту формулу выражений (9.171) и (9.172)

$$F = 2 F_0 \left[1 + 2 \frac{n i}{n_0 I_0} + \left(\frac{n i}{n_0 I_0} \right)^2 \right], \quad (9.173)$$

где $F_0 = \Phi_0^2 / (8\pi S) = \pi S (n_0 I_0)^2 / (2d^2)$ — статическая сила притяжения, приходящаяся на один полюс магнита.

Нас интересует переменная составляющая силы с частотой переменного тока. Она определяется вторым слагаемым в квадратных скобках выражения (9.173). Кроме того, имея в виду, что, как правило, $n i \ll n_0 I_0$, третьим слагаемым можно пренебречь. Тогда для описания гармонической составляющей силы притяжения получим

$$f(t) = \frac{2\pi S n_0 I_0 n}{d^2} i(t). \quad (9.174)$$

При колебаниях якоря в магнитном поле меняется магнитный поток

$$\Phi_x = 4\pi S n_0 I_0 / [2(d+x)] \quad (9.175)$$

и на концах обмотки электромагнита возникает противоэлектродвижущая сила

$$e = n \frac{d\Phi_x}{dt} = n \frac{d\Phi_x}{dx} \frac{dx}{dt}. \quad (9.176)$$

После дифференцирования выражения (9.175) из равенства (9.176) находим

$$e = \frac{2\pi S n_0 I_0 n}{(d+x)^2} \dot{x} \approx \frac{2\pi S n_0 I_0 n}{d^2} \dot{x}. \quad (9.177)$$

Приближенное равенство (9.177) справедливо, если $x \ll d$, что практически всегда выполняется на практике.

Теперь с учетом соотношений (9.174) и (9.177) запишем уравнения колебаний лотка и токов в электрической цепи питания электромагнита:

$$M \ddot{x} + b \dot{x} + c x = \kappa I e^{j\omega t}, \quad (9.178)$$

$$L \ddot{q} + R \dot{q} = u(t) - \kappa \dot{x}, \quad (9.179)$$

где $\kappa = 2\pi S n_0 I_0 n / d^2$ — коэффициент электромеханической связи.

Уравнения (9.178), (9.179) совершенно аналогичны уравнениям (9.155) и (9.158), описывающим работу машины с электродинамическим возбудителем колебаний. Поэтому все результаты анализа работы электродинамического возбудителя справедливы и в данном случае.

В заключение отметим, что полученные результаты анализа электромагнитного возбудителя следует рассматривать как линейное приближение решений полной системы нелинейных уравнений. Исследование полной системы уравнений и эффектов, обусловленных нелинейными факторами, можно найти в монографии [9.17].

9.2. ВИБРАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

9.2.1. Схемы вибрационных двигателей

Вибрационный двигатель — устройство, в котором колебательные движения ведущего элемента преобразуются во вращательное движение ротора либо поступательное движение ползуна, используемого затем для привода того или иного механизма.

Вибрационные двигатели в основном выполняются с колебательными системами, работающими в диапазоне ультразвуковых частот $f > 2 \cdot 10^4$ Гц. В этих двигателях используются стержневые колебательные системы, совершающие продольные или изгибные колебания, а также колебательные системы более сложного вида с пространственными колебаниями элементов.

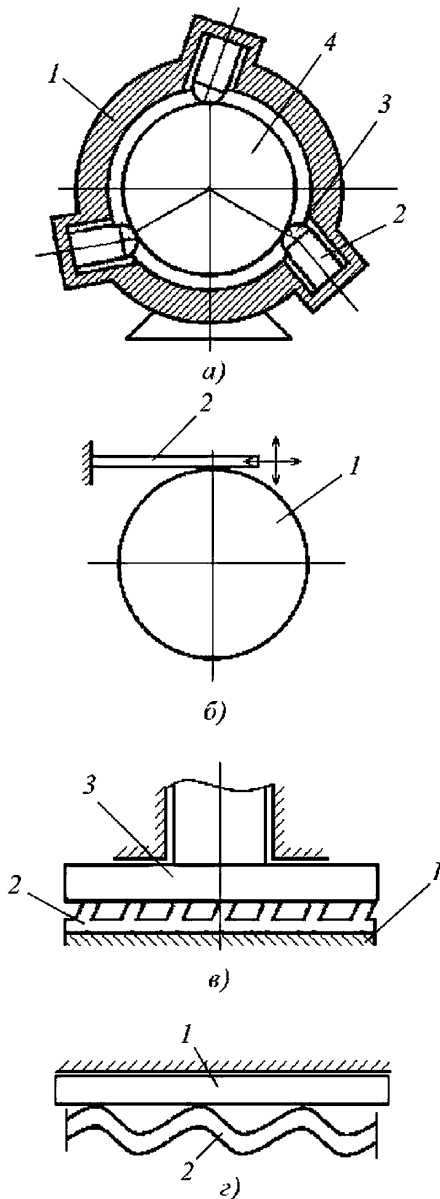


Рис. 9.37. Схемы вибрационных двигателей

Несколько схем вибрационных двигателей показаны на рис. 9.37.

На рис. 9.37, а приведена схема вибрационного двигателя с установленными в статоре 1 стержневыми колебательными системами, наконечники 3 которых взаимодействуют с ротором 4. Продольные колебания стержневой системы возбуждаются электроакустическим

преобразователем (пьезоэлектрическим или магнитострикционным), чьи колебания передаются наконечнику 3 через стержень-волновод 2 с увеличением амплитуды. При колебаниях стержневой системы устанавливается периодический виброударный процесс и возникающие ударные импульсы приводят ротор в движение.

На рис. 9.37, б представлена принципиальная схема вибродвигателя с колебательной системой, выполненной в виде пьезоэлектрической пластины 2, в которой возбуждаются продольные и изгибные колебания одной и той же частоты с фазами, сдвинутыми на угол $\pi/2$. В результате точка контакта совершает движение по эллиптической траектории. Вращение ротора 1 создается вследствие периодических ударных взаимодействий пластины и ротора.

На рис. 9.37, в приведена схема вибрационного двигателя, статор 1 которого выполнен в виде оболочки, несущей n наклонных пьезоэлектрических преобразователей 2, взаимодействующих при колебаниях с ротором 3. Установка преобразователей с предварительным натягом обеспечивает надежную фиксацию положения ротора в отсутствие колебаний. При этом ротор не нуждается в дополнительных подшипниках. Возбуждение колебаний преобразователей осуществляется от высокочастотного электрического генератора.

Целесообразно объединить преобразователи в k групп по $s = n/k$ преобразователей, подавая на каждую группу напряжение от генератора с одной и той же частотой ω , но со сдвигом по фазе $\varphi = 2\pi/k$. Это позволяет в s раз повысить величину единичного ударного импульса и в k раз увеличить частоту следования импульсов.

Аналогичная схема может быть использована в плоском исполнении вибрационного двигателя, в котором ротор имеет вид плоского диска, а пьезоэлектрические преобразователи расположены на цилиндрической поверхности статора, охватывающей диск.

В последней схеме, по существу с помощью системы управления, реализуется дискретный аналог бегущей волны колебаний пьезоэлектрических преобразователей. В схеме на рис. 9.37, г показана развертка ротора 1 и статора 2, выполненного в виде упругой балки. В балке возбуждается бегущая изгибная волна. Каждая точка нижней поверхности балки участвует в двух колебательных процессах: линей-

ные колебания по нормали к поверхности и угловые колебания сечений балки. В результате суммирования этих колебаний создается эллиптическая траектория движения точки поверхности статора.

Данные траектории образуют непрерывную волну точек контакта с поверхностью ротора. Число таких точек, синфазно контактирующих с ротором, равно числу волн, укладываемых на длине окружности статора.

Известно множество разнообразных схем вибрационных двигателей, описанных, например, в работах [9.6, 9.18].

9.2.2. Статические характеристики вибрационного двигателя

Во всех конструкциях вибрационных двигателей выходной элемент колебательной системы вступает в ударное взаимодействие с ротором. Поскольку скорость ударяющего тела в момент удара направлена не по нормали к поверхности, здесь наблюдается косоугольный удар, при котором скорость соударения и возникающий ударный импульс имеют нормальную и тангенциальную составляющие. Очевидно, что только тангенциальная составляющая ударного импульса влияет на движение ротора.

Обычно при описании косоугольного удара предполагается, что изменение нормальной составляющей ударного импульса происходит независимо от тангенциальной по закону прямого удара [9.9], а тангенциальная составляющая импульса связана с нормальной в соответствии с законом Амантона—Кулона с использованием коэффициента сухого трения. Такая ситуация рассматривалась в пп. 9.1.4 и 9.1.5 при описании вибрационного транспортирования с подбрасыванием.

В колебательных системах вибрационных двигателей на соударяющиеся тела наложены дополнительные связи, которые определяют направления скоростей соударяющихся тел в процессе удара. Такой удар называют *стесненным косым* [9.19].

Для определения результирующих силовых и кинематических характеристик ударного взаимодействия используют различные модели удара. Выбор той или иной модели зависит от соотношения времени удара и периода следования ударных импульсов. Если движения системы между ударами протекают достаточно медленно, для описания удара применяют *стереомеханическую* теорию удара [9.19, 9.20].

Суть этой теории заключается в том, что соударяющиеся тела представляются абсолютно жесткими, удар считается мгновенным, координаты центров масс тел неизменными, а скачкообразное изменение их скоростей в результате удара определяется с помощью теоремы об изменении количества движения и закона сохранения энергии.

Стереомеханическая модель удара была использована в предыдущем параграфе при описании вибрационного транспортирования с подбрасыванием.

Для описания ударных взаимодействий в высокочастотных системах приходится строить более реалистичные модели удара, в которых учитываются упругие свойства соударяющихся элементов в зоне контакта. Такие модели позволяют рассматривать процесс ударного взаимодействия с учетом изменения контактных сил во время удара.

Опишем показанный на рис. 9.38 плоский аналог модели вибрационного двигателя. Пусть платформа (аналог ротора) 1 движется с постоянной скоростью v , преодолевая сопротивление, создаваемое постоянной внешней силой Q . Движение платформы поддерживается путем периодических ударов со стороны наконечника стержня 2 колебательной системы, совершающего колебания вдоль оси стержня по закону

$$u(t) = a \sin \omega t, \quad (9.180)$$

где a , ω — соответственно амплитуда и частота колебаний.

Относительно платформы наконечник движется в направлении нормали к плоскости контакта по закону

$$y(t) = u(t) \cos \alpha, \quad (9.181)$$

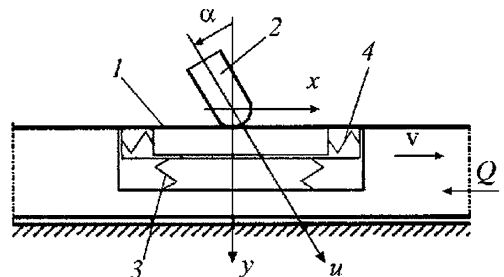


Рис. 9.38. Плоский аналог модели вибрационного двигателя

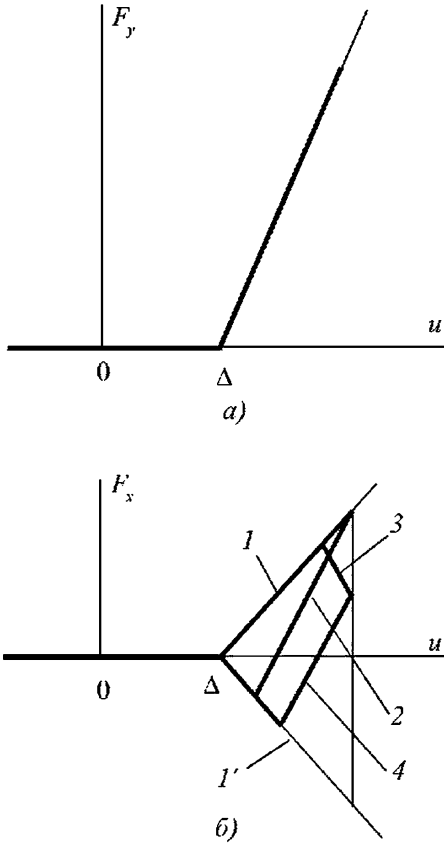


Рис. 9.39. Динамические характеристики силы ударного взаимодействия ($v = 0$):
a — в направлении нормали к поверхности; *б* — в тангенциальном направлении при наличии проскальзывания

a в направлении касательной — по закону

$$x(t) = u(t) \sin \alpha - vt, \quad (9.182)$$

где α — угол направления колебаний наконечника с нормалью к плоскости.

Будем считать, что зона контакта обладает упругой податливостью, моделируемой упругими элементами 3 и 4 в направлениях нормали и касательной к поверхности.

Смещение наконечника относительно платформы вызывает деформацию в зоне контакта, в результате которой возникают нормальная и касательная реакции. Условимся, что нормальные реакция и деформация связаны характеристикой упругого материала, которую запишем в виде (рис. 9.39, *a*)

$$F_y(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } y \leq \Delta_y; \\ K_y(y - \Delta_y) & \text{при } y \geq \Delta_y, \end{cases} \quad (9.183)$$

где Δ_y — координата наконечника в направлении нормали к поверхности в момент начала контакта; K_y — статическая жесткость в зоне контакта в направлении нормали к поверхности.

В выражении (9.183) величина $\Delta_y > 0$ при начальной установке наконечника с предварительным зазором и $\Delta_y < 0$ при установке наконечника с предварительным натягом.

Примем, что зона контакта обладает упругой податливостью в тангенциальном направлении, и учтем, что между поверхностями наконечника и платформы возникает сила сухого трения $|F_x| \leq \vartheta F_y$, где ϑ — коэффициент трения. Знак равенства имеет место при проскальзывании этих поверхностей. Сила трения вызывает сдвиговую тангенциальную деформацию и появление упругой контактной тангенциальной силы

$$F_x = K_x(x - \Delta_x) \leq \vartheta F_y, \quad (9.184)$$

где K_x — коэффициент контактной тангенциальной жесткости; $\Delta_x = \Delta_y \operatorname{tg} \alpha$.

С учетом сказанного возможны два случая.

Случай 1. При

$$\operatorname{tg} \alpha > \vartheta \frac{K_y}{K_x} \quad (9.185)$$

скольжение поверхностей начинается в начале и продолжается весь период возрастания силы, а разгрузка происходит без проскальзывания.

Случай 2. При

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \vartheta \frac{K_y}{K_x} \quad (9.186)$$

удар не сопровождается проскальзыванием.

Выражения (9.185), (9.186) являются аналогами соотношения, определяющего величину угла трения $\alpha = \operatorname{arctg} \vartheta$ при расчете реакций связей в механизмах с абсолютно жесткими звеньями [9.21], когда попадание действующей силы в пределы угла трения приводит к заклиниванию механизма. Аналогичное явление наблюдается при абсолютно жестком, стесненном ударе абсолютно жестких тел [9.19]. В случае, когда зона контакта податлива, система может оказаться работоспособной, но повышенные высокочастотные напряжения

в зоне контакта могут привести к усталостным повреждениям и разрушению поверхностных слоев ротора и наконечника. Поэтому в дальнейшем этот случай не рассматривается.

Одна из основных характеристик вибрационного двигателя, как и любого другого, — его статическая характеристика, которая связывает момент на валу ротора и его угловую скорость. Для ее получения необходимо построить динамическую характеристику (9.184) тангенциальной силы удара и найти ее среднее значение за период колебаний:

$$F_x = \begin{cases} 0 & \text{при } u \leq \Delta; \\ \vartheta K_y (u - \Delta) \cos \alpha & \text{при } \Delta \leq u \leq a, \dot{u} > 0; \\ K_x (u - a) \sin \alpha + \vartheta K_y (a - \Delta) \cos \alpha & \text{при } a \geq u \geq u_s, \dot{u} < 0; \\ -\vartheta K_y (u - \Delta) \cos \alpha & \text{при } u_s \geq u \geq \Delta, \dot{u} < 0, \end{cases} \quad (9.189)$$

$$Q = \frac{1}{T} \int_0^T f_x(t) dt = \frac{2\pi}{\omega} \int_0^T F_x [x(t), \dot{x}(t)] dt. \quad (9.187)$$

Выражение (9.187) после интегрирования дает возможность определить зависимость $Q = Q(v)$ силы сопротивления Q от постоянной скорости v , а затем получить статическую характеристику $M_d = M(\Omega)$ заменой переменных $M_d = QR$ и $\Omega = v/R$, где M_d , Ω , R — соответственно момент на валу двигателя, его угловая скорость и радиус ротора.

Рассмотрим некоторые примеры, дающие представление о физике процессов формирования выходных характеристик вибродвигателя. Приняв скорость ротора $v = 0$, т.е. условившись считать его неподвижным, найдем пусковые силу и момент двигателя.

На рис. 9.39 приведены нелинейные динамические характеристики силы ударного взаимодействия. Характеристика нормальной составляющей F_y силы удара показана на рис. 9.39, а.

Характеристика тангенциальной составляющей силы удара для случая, удовлетворяющего условию (9.185), представлена на рис. 9.39, б. Прямыми линиями l и l' показана характеристика при отсутствии тангенциальной податливости зоны контакта ($K_x \rightarrow \infty$). Уравнение этой характеристики имеет вид

$$F_x = \vartheta F_y = [\vartheta K_y (u - \Delta) \cos \alpha] \operatorname{sign} \dot{u}, \quad (9.188)$$

$$\text{где } \Delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_x^2}.$$

Ветвь l характеристики соответствует нормальному упругому нагружению зоны контакта, симметричная ей ветвь l' — разгрузке. Обычный для систем с сухим трением скачок в крайней точке происходит вследствие изменения направления тангенциальной скорости.

При наличии тангенциальной податливости зоны контакта и выполнении условия (9.185) уравнение характеристики тангенциальной составляющей контактной силы выглядит так:

$$\text{где } u_s = a \frac{1 - (1 - 2\Delta/a)[\vartheta K_y / (K_x \operatorname{tg} \alpha)]}{1 + \vartheta K_y / (K_x \operatorname{tg} \alpha)}.$$

В этом случае сила взаимодействия при скорости $\dot{u} > 0$ формально описывается тем же уравнением (9.188) [сравни со второй строкой формулы (9.189)]. Различие состоит в том, что одновременно с проскальзыванием наблюдается упругое деформирование зоны контакта, т.е. сжатие пружины 4 модели на рис. 9.38. После изменения знака скорости при максимальном смещении наконечника начинается его движение в обратную сторону, сопровождаемое разгрузкой пружины K_x без проскальзывания. Этот процесс происходит в соответствии с линией 2 до полной разгрузки пружины в точке пересечения линии 2 с осью $F_x = 0$ и затем продолжается, деформируя без проскальзывания левую пружину в модели на рис. 9.38. Деформация пружины заканчивается при достижении наконечником координаты $u = u_s$, которая определяется точкой пересечения линий 2 и l' (см. рис. 9.39), вдоль которой при дальнейшем движении происходит разгрузка пружины с проскальзыванием.

На рис. 9.40 показаны графики периодического изменения тангенциальной составляющей силы удара при различных значениях тангенциальной жесткости зоны контакта. Кривая 1 соответствует случаю отсутствия тангенциальной податливости зоны контакта ($K_x \rightarrow \infty$), кривая 2 построена для модели с упругой контактной зоной, жесткость которой удовлетворяет условию

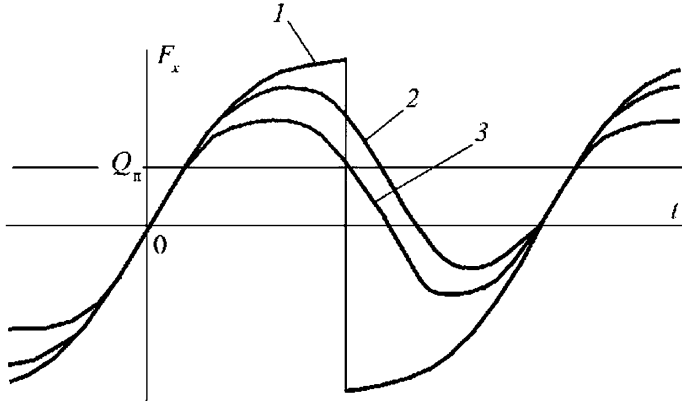


Рис. 9.40. Графики изменения тангенциальной составляющей силы удара

(9.185). Пусковая сила Q_n , развиваемая двигателем при заторможенном роторе ($v = 0$), определяется выражением (9.187). При отсутствии тангенциальной податливости пусковая сила $Q_n = 0$. Пусковая сила при наличии податливости показана горизонтальной прямой Q_n .

Из рис. 9.39 и 9.40 видно, что величина и продолжительность отрицательной силы удара уменьшаются по мере снижения жесткости K_x , определяющей угол наклона линии 2 динамической характеристики удара. При этом следует учитывать, что величина K_x не должна выходить за границу, заданную неравенством (9.185).

Динамическая характеристика тангенциальной составляющей силы удара при $v \neq 0$ показана на рис. 9.39 линиями 1–3–4–1'. Здесь линии 3 соответствует упругая разгрузка правой пружины (см. рис. 9.38) после смены знака относительной скорости. Затем разгрузка продолжается вдоль линии 4, переходя к упругой деформации правой пружины и последующей ее разгрузке со скольжением вдоль линии 1'.

График периодического изменения тангенциальной составляющей силы удара для рассмотренного случая показан кривой 3. Отсюда видно, что по мере увеличения скорости ротора уменьшается положительно направленный импульс тангенциальной силы и возрастает импульс, направленный в противоположную сторону, и, следовательно, уменьшаются сила и момент, развиваемые двигателем.

Максимальной скорости $v = v_{x,x}$ ротор достигает на холостом ходу при $Q = 0$. При этом прямой и обратный импульсы тангенциальной

силы должны быть равны по величине. Соответствующая холостому ходу динамическая характеристика тангенциальной силы симметрична относительно линии $F_x = 0$. Скорость $v_{x,x}$ холостого хода может быть легко найдена с помощью соответствующей динамической характеристики. На ней в некоторой точке A происходит смена знака относительной скорости или с учетом выражения (9.182) выполняется равенство

$$v_{x,x} = a\omega \cos \omega t_A \sin \alpha, \quad (9.190)$$

где t_A — момент смены знака.

В этот момент известно положение накопника:

$$u_A = u(t_A) = a \sin \omega t_A. \quad (9.191)$$

Из равенств (9.190), (9.191) находим скорость холостого хода:

$$v_{x,x} = a\omega \sin \alpha \sqrt{1 - \left(\frac{u_A}{a}\right)^2}. \quad (9.192)$$

Из этого выражения следует, что линейная скорость подвижного элемента вибрационного двигателя $v_{x,x} \leq a\omega \sin \alpha$, т.е. не может превышать амплитудного значения проекции вибрационной скорости на направление движения. Это свойство характерно для всех вибрационных, в том числе ультразвуковых систем, которые взаимодействуют с объектами, движущимися с постоянной или медленно меняющейся скоростью [9.1, 9.2, 9.4, 9.22, 9.23].

Изменяя в пределах $0 \leq v \leq v_{x,x}$ скорость подвижного элемента двигателя и

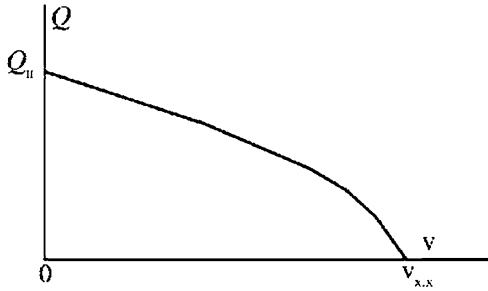


Рис. 9.41. Статическая характеристика вибрационного двигателя

рассчитывая для каждого значения скорости статическую силу Q , можно построить статическую характеристику $Q = Q(v)$, пример которой показан на рис. 9.41. Эту характеристику называют *статической*, поскольку она получена в предположении, что амплитуда колебаний наконечника не зависит от условий взаимодействия с поверхностью ротора.

На самом деле это далеко не так. Колебательные системы вибрационных двигателей обладают очень высокой добротностью и работают на резонансных частотах. Сами резонансные частоты весьма чувствительны к изменениям нагрузки, создаваемой взаимодействием с ротором. Как следует из сказанного, нагрузка носит сильно нелинейный характер и вызывает специфические нелинейные искажения амплитудно-частотных характеристик. Основные динамические свойства колебательных систем вибрационных двигателей будут рассмотрены ниже.

В заключение этого параграфа заметим, что вследствие указанных причин вибрационные двигатели работают, как правило, при фиксированной частоте возбуждения в условиях изменения нагрузки в крайне узком диапазоне.

9.2.3. Обобщенная модель статора вибрационного двигателя

В конструкции статора вибрационного двигателя независимо от его конструктивных особенностей можно выделить возбудитель колебаний и колебательную систему, служащую для передачи колебаний от возбудителя наконечнику, взаимодействующему с ротором. Исходя из этого, представим конструкцию статора в виде обобщенной схемы, показанной

на рис. 9.42, а, где колебательная система 2 связана в точке 0 с возбудителем колебаний 1, а в точке 1 взаимодействует с нагрузкой 3, создаваемой при взаимодействии наконечника с ротором.

Возбудитель колебаний преобразует электрические колебания на его входе в механические колебания на выходе 0 возбудителя, который является входным элементом колебательной системы. Последняя трансформирует входные воздействия, создавая на выходе 1 наиболее благоприятные условия для вращения ротора.

Таким образом, схема на рис. 9.42, а представляет собой цепную систему последовательно соединенных между собой элементов.

Расчленим цепную систему на составляющие подсистемы (рис. 9.42, б), выделив возбудитель колебаний 1, колебательную систему 2 и нагрузку 3, и заменим их взаимодействие силами, приложенными к узловым точкам.

Силы, действующие на смежные подсистемы в узловой точке, равны по величине и

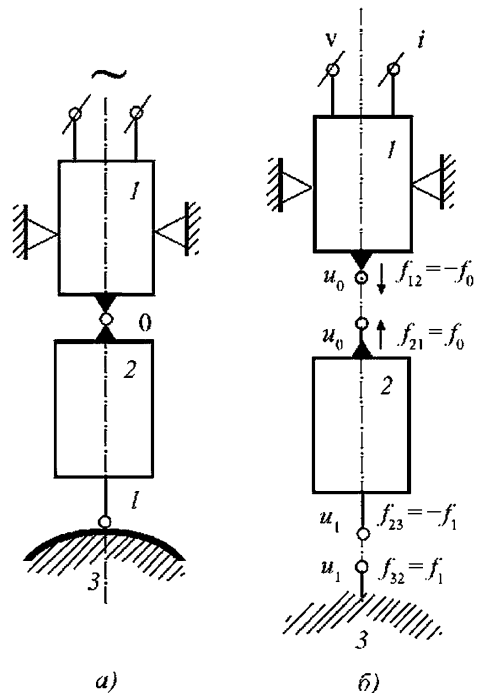


Рис. 9.42. Обобщенная схема статора вибрационного двигателя

противоположны по направлению, т.е. отличаются только знаком:

$$f_{21} = -f_{12}, \quad f_{23} = -f_{32}, \quad (9.193)$$

где первый индекс обозначает номер подсистемы, на которую действует сила, второй индекс — номер подсистемы, со стороны которой приложена сила.

Для упрощения дальнейших записей обозначим

$$f_{21} = f_0, \quad f_{23} = f_1. \quad (9.194)$$

Опишем подсистему 2, находящуюся под действием сил f_0 и f_1 . Будем рассматривать гармонические колебания системы, представляя движение любого ее элемента x величиной

$$u_x(t) = m_x + u_x^0(t) = m_x + a_x e^{j(\omega t + \varphi_x)}, \quad (9.195)$$

где m_x — постоянная составляющая; a_x , φ_x — соответственно амплитуда и фаза периодической составляющей движения элемента x ; $j = \sqrt{-1}$.

Периодическую составляющую в выражении (9.195) удобно записать в иной форме:

$$u_x^0(t) = \tilde{a}_x e^{j\omega t}, \quad (9.196)$$

где

$$\tilde{a}_x = a_x e^{j\varphi_x} = a_x (\cos \varphi_x + j \sin \varphi_x) \quad (9.197)$$

комплексная амплитуда колебаний.

Полагаем, что действующая на некоторый элемент s системы сила $f_s(t)$ также является гармонической функцией от времени:

$$f_s(t) = P_s + f_s^0(t) = P_s + F_s e^{j(\omega t + \theta_s)}, \quad (9.198)$$

где P_s — постоянная составляющая; F_s , θ_s — соответственно амплитуда и фаза периодической составляющей силы.

По аналогии с формулой (9.196) периодическую составляющую силы (9.198) запишем в виде

$$f_s^0(t) = \tilde{F}_s e^{j\omega t}, \quad (9.199)$$

где

$$\tilde{F}_s = F_s e^{j\theta_s} = F_s (\cos \theta_s + j \sin \theta_s). \quad (9.200)$$

Будем считать колебательную систему линейной и стационарной, полагая, что ее движение описывается линейными дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами. Для описания установившихся колебаний используем понятие динамическая податливость $L_{s,x}(j\omega)$ — комплексная величина, устанавливающая связь между силой f_s , действующей на элемент s , и перемещением u_x произвольного элемента x . С помощью этих представлений движение элемента x колебательной системы описывается выражением

$$u_x(t) = L_{0,x}(j\omega) f_0(t) - L_{l,x}(j\omega) f_1(t). \quad (9.201)$$

После подстановки в соотношение (9.201) выражений (9.195)–(9.200) и разделения постоянных и переменных составляющих получим

$$m_x = L_{0,x}(0) P_0 - L_{l,x}(0) P_1; \quad (9.202)$$

$$\tilde{a}_x = L_{0,x}(j\omega) \tilde{F}_0 - L_{l,x}(j\omega) \tilde{F}_1. \quad (9.203)$$

Равенство (9.202) связывает постоянную составляющую перемещения элемента x с постоянными составляющими сил, действующих в узловых точках системы. Здесь величины $L_{s,x}(0)$, где $s = 0, l$, играют роль статических податливостей упругой системы, получаемых из динамических податливостей $L_{s,x}(j\omega)$ при $j\omega = 0$. Равенство (9.203) связывает комплексные амплитуды перемещений и сил. Из уравнения (9.203) для элементов $x = 0$ и $x = l$ имеем

$$\tilde{a}_0 = L_{0,0}(j\omega) \tilde{F}_0 - L_{l,0}(j\omega) \tilde{F}_1; \quad (9.204)$$

$$\tilde{a}_l = L_{0,l}(j\omega) \tilde{F}_0 - L_{l,l}(j\omega) \tilde{F}_1. \quad (9.205)$$

Величины динамических податливостей зависят от инерционных, упругих и диссипативных свойств колебательной системы. Как следует из выражений (9.203)–(9.205), динамическая податливость $L_{s,x}(j\omega)$ определяется отношением комплексных амплитуд перемещения \tilde{a}_x элемента x и силы \tilde{F}_s , действующей на элемент s ,

$$L_{s,x}(j\omega) = \tilde{a}_x / \tilde{F}_s. \quad (9.206)$$

В дальнейшем мы будем часто пользоваться понятием динамическая жесткость $W_{s,x}(j\omega)$ — величина, обратная динамической податливости:

$$W_{s,x}(j\omega) = L_{s,x}^{-1}(j\omega) = \tilde{F}_s / \tilde{a}_x. \quad (9.207)$$

9.2.4. Динамические характеристики колебательных систем вибрационных двигателей

Колебательные системы статоров вибрационных двигателей содержат разнообразные стержневые элементы, совершающие продольные или изгибные колебания. Это в первую очередь стержневые волноводы с определенным распределением площади поперечного сечения вдоль оси стержня, который необходимо рассматривать как систему с распределенными параметрами.

Строго говоря, в любой реальной системе инерционные, упругие и диссипативные свойства непрерывно распределены по всему ее объему. Однако при определенных условиях такое распределение можно не учитывать и идеализированно представить соответствующие элементы в виде точечной массы, сосредоточенной упругости и демпфера. Сосредоточенными элементами, в частности, можно считать присоединенные к стержням наконечники, мембраны крепления колебательной системы к корпусу статора, отдельные детали соединения стержня с возбудителем и т.д.

Таким образом, колебательная система ультразвуковой технологической машины представляет собой комбинацию распределенных и сосредоточенных элементов.

Найдем динамические податливости и жесткости типичных ультразвуковых стержневых систем, совершающих продольные колебания.

Рассмотрим стержень (рис. 9.43) длиной l с поперечным сечением, площадь которого изменяется по некоторому закону $S = S(x)$. При описании колебаний предполагается, что поперечные сечения стержня остаются пло-

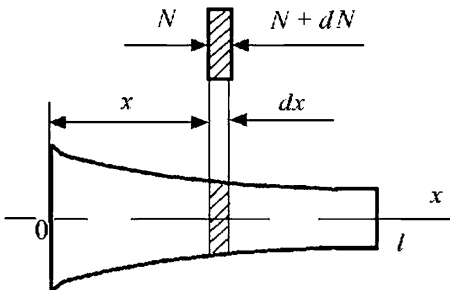


Рис. 9.43. Стержень переменного поперечного сечения

скими, а частицы, расположенные в этих сечениях, перемещаются только в направлении оси x . Смещение сечения x от его положения в недеформированном стержне будем описывать функцией $u(x, t)$. Рассматривая гармонические колебания вида

$$u(x, t) = \tilde{a}_x e^{j\omega t} = a_x e^{j(\omega t - \varphi_x)}, \tag{9.208}$$

где $\tilde{a}_x = \tilde{a}(x)$ — комплексная амплитуда; a_x , φ_x — соответственно амплитуда и фаза колебаний сечения x , запишем зависимость напряжения σ от относительной деформации ϵ в форме, предложенной Е.С. Сорокиным [9.24]:

$$\sigma = \tilde{E} \epsilon = \tilde{E} \frac{\partial u}{\partial x}, \tag{9.209}$$

где

$$\tilde{E} = E \left(1 + j \frac{\psi}{2\pi} \right). \tag{9.210}$$

Здесь E — модуль упругости материала стержня; ψ — коэффициент поглощения, характеризующий рассеяние энергии в результате внутреннего трения в материале [9.25, 9.26].

С учетом принятых допущений запишем уравнение движения элемента dx стержня (рис. 9.43):

$$\rho S_x \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx = dN_x = \frac{\partial(S_x \sigma)}{\partial x} dx.$$

Из него после подстановки формулы (9.209) получим уравнение продольных колебаний стержня

$$\rho \frac{d^2 u(x, t)}{dt^2} = \tilde{E} \left[\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \frac{S'_x}{S_x} \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right], \tag{9.211}$$

где ρ — плотность материала стержня; $S_x = S(x)$ — площадь в сечении x ; $S'_x = dS(x)/dx$.

Будем считать, что один из концов стержня свободен, а к другому приложена гармоническая сила. Пусть $x = s$ — сечение, в котором действует возбуждение $f_s(t) = F_s e^{j\omega t}$, причем $s = l$ при возбуждении правого конца стержня и $s = 0$ при возбуждении его левого конца. Координата свободного конца $x = l - s$. Решение

уравнения (9.211) должно удовлетворять следующим граничным условиям:

$$\left. \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right|_{x=l-s} = 0; \quad \tilde{E} S_s \left. \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right|_{x=s} = (-1)^{l-s/l} F_s e^{j\omega t}. \quad (9.212)$$

Множитель $(-1)^{l-s/l}$ во втором условии выражает известное правило знаков [9.27] сил, действующих на разные концы стержня. После подстановки искомого решения формулы (9.208) в уравнение (9.211) и условия (9.212) получим

$$\tilde{E} [\tilde{a}_x'' + (S_x' / S_x) \tilde{a}_x'] + \rho \omega^2 \tilde{a}_x = 0; \quad (9.213)$$

$$\tilde{a}_x'|_{x=l-s} = 0; \quad \tilde{E} S_s \tilde{a}_x'|_{x=s} = (-1)^{l-s/l} F_s. \quad (9.214)$$

Дальнейшее решение зависит от конкретной формы волновода, определяемой законом изменения площади S_x поперечного сечения. Вычислив в результате решения комплексную амплитуду \tilde{a}_x , с помощью выражений (9.206), (9.207) найдем динамические податливости $L_{sx}(j\omega)$ и жесткости $W_{sx}(j\omega)$.

Приведем результаты решения для наиболее употребительных типов волноводов вибрационных двигателей.

Стержень постоянного сечения. Уравнение (9.213) для стержня постоянного сечения ($S_x = S = \text{const}$) принимает вид

$$\tilde{E} \tilde{a}_x'' + \rho \omega^2 \tilde{a}_x = 0.$$

Отыскивая его решение, удовлетворяющее граничным условиям (9.214), и учитывая формулу (9.206), получаем величину динамической податливости:

$$L_{sx}(j\omega) = (-1)^{s/l} \frac{\lambda}{\omega^2 \rho S} \frac{e^{\lambda x} + e^{-\lambda x} e^{2\lambda(l-s)}}{e^{\lambda s} - e^{-\lambda s} e^{2\lambda(l-s)}}, \quad (9.215)$$

где $\lambda = j\omega \sqrt{\frac{\rho}{E}} = \frac{j\omega}{c \sqrt{1 + j\psi / (2\pi)}}$ (здесь $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ — скорость звука в материале стержня).

Полагая, что диссипативная составляющая напряжений в выражении (9.210) существенно меньше упругой, т.е. коэффициент поглощения $\psi \ll 1$, и ограничивая

разложение величин, содержащих ψ , в ряд по малому параметру линейными членами, получаем

$$\lambda = \left(j + \frac{\psi}{4\pi} \right) \frac{\omega}{c}. \quad (9.216)$$

В дальнейшем нас будут интересовать динамические податливости граничных сечений стержня. Анализируя выражение (9.215), можно показать, что для крайних сечений значения динамических податливостей

$$L_{00}(j\omega) = L_{ll}(j\omega), \quad L_{l0}(j\omega) = L_{0l}(j\omega). \quad (9.217)$$

Первое из этих равенств является следствием симметрии однородного стержня; второе отражает принцип взаимности перемещений [9.28], справедливый для линейных систем.

В результате из выражения (9.215) при $s = l$ после преобразований получим

$$L_{lx}(j\omega) = -\frac{l}{E S \xi} \times \frac{\cos \xi \frac{x}{l} - j \frac{\psi}{4\pi} \left(\cos \xi \frac{x}{l} - \xi \frac{x}{l} \sin \xi \frac{x}{l} \right)}{\sin \xi - j \frac{\psi}{4\pi} \xi \cos \xi}, \quad (9.218)$$

откуда для граничных сечений $x = l$ и $x = 0$ найдем

$$L_{ll}(j\omega) = -\frac{l}{E S \xi} \frac{\cos \xi - j \frac{\psi}{4\pi} (\cos \xi - \xi \sin \xi)}{\sin \xi - j \frac{\psi}{4\pi} \xi \cos \xi}; \quad (9.219)$$

$$L_{l0}(j\omega) = -\frac{l}{E S \xi} \frac{1 - j \frac{\psi}{4\pi}}{\sin \xi - j \frac{\psi}{4\pi} \xi \cos \xi}, \quad (9.220)$$

где $\xi = \omega l / c$.

При действии силы $f_l(t) = F_l e^{j\omega t}$ комплексные амплитуды колебаний стержня

$$\tilde{a}_x = F_l L_{lx}(j\omega). \quad (9.221)$$

Для стержня без потерь ($\psi = 0$) с учетом выражения (9.218) имеем

$$a_x = a_0 \cos \zeta \frac{x}{l} = -\frac{F_l l \cos \zeta \frac{x}{l}}{E S \zeta \sin \zeta}. \quad (9.222)$$

Нас главным образом интересуют резонансные частоты и амплитуды колебаний стержня. Резонансные частоты ζ_n находятся из условия $\sin \zeta = 0$:

$$\zeta_n = \pi n, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (9.223)$$

Согласно выражениям (9.219), (9.220) резонансные амплитуды крайних сечений

$$a_0 = a_l = \frac{4\pi F_l l}{\psi \zeta_n^2 E S} = \frac{4 F_l l}{\pi \psi n^2 E S} \quad (9.224)$$

убывают пропорционально квадрату номера n формы колебаний. Поэтому в вибрационных двигателях используют стержни, возбуждаемые на первой собственной частоте ($n = 1$).

Из равенства (9.222) видно, что существуют такие «антирезонансные» частоты

$$\zeta = \zeta_n^* = (2n + 1)\pi/2, \quad (9.225)$$

при которых в отсутствие диссипации ($\psi = 0$) амплитуда колебаний точки возбуждения $a_l^* = 0$, а амплитуда колебаний свободного конца

$$a_0^* = \frac{2 F_l l}{\pi (2n + 1) E S}. \quad (9.226)$$

При частоте, описанной формулой (9.225), в точке $x = l$ действия возбуждения является узел смещений, который по мере увеличения частоты смещается вдоль стержня. Отметим, что «антирезонанс» есть проявление известного эффекта динамического гашения колебаний [9.26]. При наличии рассеяния энергии ($\psi \neq 0$) амплитуда колебаний свободного конца не зависит от коэффициента поглощения и определяется выражением (9.226), а амплитуда точки возбуждения

$$a_l^* = \frac{\psi F_l l}{4\pi E S}. \quad (9.227)$$

Здесь, как и ранее, все вычисления ограничены величинами первого порядка малости.

По аналогии с формулой (9.218) выражения для динамических податливостей стерж-

невых элементов ультразвуковых технологических машин в предположении малости диссипативных потерь можно привести к виду

$$L_{sx}(j\omega) = \frac{P_{sx}(j\omega)}{Q(j\omega)} = \frac{\operatorname{Re} P_{sx}(j\omega) + j \operatorname{Im} P_{sx}(j\omega)}{\operatorname{Re} Q(j\omega) + j \operatorname{Im} Q(j\omega)}, \quad (9.228)$$

где $P_{sx}(j\omega)$, $Q(j\omega)$ — соответственно комплексные величины, причем последняя не зависит от координат точек наблюдения x и возбуждения s .

Действительные составляющие (9.228) характеризуют упругие и инерционные свойства колебательной системы; мнимые — диссипативные свойства и в дальнейшем считаются малыми. В соответствии с этим условие резонанса, обеспечивающее достижение максимальных амплитуд, имеет вид

$$\operatorname{Re} Q(j\omega_n) = 0, \quad (9.229)$$

где ω_n — резонансные частоты.

Стержневой концентратор. При расчетах колебательных систем вибрационных двигателей часто можно считать, что колебательная система находится в условиях кинематического возбуждения, когда известно движение одного из ее элементов. Такой подход допустим, например, при рассмотрении концентраторов — неоднородных волноводов, присоединяемых к возбудителю колебаний, в случае, если влияние присоединенной системы на возбудитель пренебрежимо мало. Расчет подобных систем может проводиться с использованием тех же величин динамической податливости и жесткости, что и при силовом возбуждении.

Примем для определенности, что возбудитель колебаний сообщает принудительные колебания $u_0(t) = a_0 e^{j\omega t}$ сечению $x = 0$ (рис. 9.44) стержня. В точке стыка стержня с возбудителем возникает периодическая реакция с амплитудой \tilde{F}_0 . Для амплитуды колебаний про-

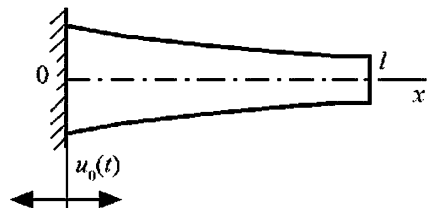


Рис. 9.44. Стержень при кинематическом возбуждении

извольного сечения x стержня справедливо равенство

$$\tilde{a}_x = \tilde{F}_0 L_{0x}(j\omega),$$

из которого при $x=0$ находим комплексную амплитуду силы реакции

$$\tilde{F}_0 = a_0 / [L_{00}(j\omega)], \quad (9.230)$$

а затем и комплексную амплитуду колебаний сечения x

$$\tilde{a}_x = a_0 \frac{L_{0x}(j\omega)}{L_{00}(j\omega)}. \quad (9.231)$$

Отметим, что сила, описанная выражением (9.230), определяет нагрузку на возбудитель со стороны колебательной системы. С учетом формул (9.217) (9.219) становится ясно, что эта нагрузка будет минимальной при выполнении условия (9.229), определяющего собственные частоты стержня со свободными концами. Настроенный таким образом стержень называют *концентратором*, поскольку он позволяет при определенном законе изменения поперечного сечения увеличивать амплитуду колебаний на выходном конце. Соотношение амплитуд колебаний выходного $x=l$ и входного $x=0$ концов концентратора, описываемое выражением

$$K = \frac{a_l}{a_0} = \left| \frac{\operatorname{Re} P_{0l}(j\omega_n)}{\operatorname{Re} P_{00}(j\omega_n)} \right|, \quad (9.232)$$

называют *коэффициентом усиления концентратора*.

Коэффициент усиления не зависит от потерь энергии в материале концентратора. Рассеяние энергии, однако, определяет чисто диссипативную нагрузку (9.230) на вибровозбудитель со стороны концентратора:

$$\tilde{F}_0 = ja_0 \operatorname{Im} Q(j\omega_n) / [\operatorname{Re} P_{00}(j\omega_n)]. \quad (9.233)$$

Если диссипация в концентраторе отсутствует, то $\tilde{F}_0=0$, и оказывается, что в установленном режиме не происходит нагружения вибровозбудителя со стороны присоединенной к нему колебательной системы.

Для однородного стержня условие его работы в режиме концентратора имеет вид выражения (9.223), а сила, действующая на возбудитель колебаний,

$$F_0 = a_0 \pi \psi n^2 \frac{ES}{4l}.$$

Как правило, стержневые элементы вибрационных двигателей настроены на первую собственную частоту ($n=1$). Если возбудитель колебаний создает колебания с частотой ω , стержень должен иметь длину $l = \pi c / \omega$. Естественно, коэффициент K усиления такого концентратора с постоянной площадью поперечного сечения должен быть равен 1.

Приведем основные расчетные данные для двух наиболее распространенных типов стержневых концентраторов.

Экспоненциальный концентратор. Площадь поперечного сечения экспоненциального концентратора изменяется по закону

$$S_x = S_0 \exp(-2\gamma x / l), \quad (9.234)$$

где γ — показатель экспоненты.

Отыскивая решение уравнения (9.212), удовлетворяющее его граничным условиям при $s=0$, найдем величину динамической податливости экспоненциального волновода:

$$L_{0x}(j\omega) = \frac{\gamma \operatorname{sh} \lambda(x-l) - \lambda l \operatorname{ch} \lambda(x-l)}{\omega^2 \rho S_0 l \operatorname{sh} \lambda l} e^{\gamma \frac{x}{l}}, \quad (9.235)$$

$$\text{где } \lambda = j \sqrt{\frac{\rho \omega^2}{E} - \left(\frac{\gamma}{l}\right)^2}.$$

Полагая коэффициент поглощения ψ малым и ограничивая разложение величин, содержащих малый параметр, линейными членами, приведем выражение (9.234) к виду равенства (9.228)

$$L_{0x}(j\omega) = P_{0x}(j\omega) / [Q(j\omega)], \quad (9.236)$$

где

$$Q(j\omega) = \frac{ES_0}{l} (\zeta^2 + \gamma^2) e^{-\gamma} \left[\sin \zeta - j \frac{\psi}{4\pi} \frac{\zeta^2 + \gamma^2}{\zeta} \cos \zeta \right];$$

$$P_{0x}(j\omega) = e^{\gamma(x-l)/l} \left\{ \begin{aligned} & \gamma \sin \zeta \frac{x-l}{l} - \zeta \cos \zeta \frac{x-l}{l} + j \frac{\psi}{4\pi} \frac{(\zeta^2 + \gamma^2)}{\zeta} \times \\ & \times \left[\left(1 - \gamma \frac{x-l}{l}\right) \cos \zeta \frac{x-l}{l} - \zeta \frac{x-l}{l} \sin \zeta \frac{x-l}{l} \right] \end{aligned} \right\}.$$

Здесь $\zeta = \frac{\omega l}{c_\phi}$, где $c_\phi = \frac{c}{\sqrt{1 - \left(\frac{\gamma c}{l\omega}\right)^2}}$ —

фазовая скорость звука в экспоненциальном волноводе.

Если экспоненциальный стержень используется в качестве концентратора, присоединяемого к возбуждителя колебаний с частотой ω , то его параметры согласно условию (9.229) должны быть равны

$$\zeta_n = \pi n, \quad n = 1, 2, \dots \quad (9.237)$$

С учетом принятых обозначений находим длину концентратора, настроенного на рабочую частоту:

$$l = \frac{\zeta_n c_\phi}{\omega} = \frac{c}{\omega} \sqrt{(\pi n)^2 + \gamma^2}. \quad (9.238)$$

Коэффициент усиления [см. формулу (9.232)] экспоненциального концентратора после подстановки соответствующих величин из выражений (9.236) и (9.238) вычисляется по формуле

$$K = e^\gamma = \sqrt{S_0 / S_l}. \quad (9.239)$$

Составной концентратор. В колебательных системах вибрационных двигателей часто используются волноводы, составленные из участков с различными свойствами. Такие участки могут быть выполнены из различных материалов. Площадь поперечного сечения участков может изменяться по различным законам. Некоторые составные части можно представить в виде сосредоточенных элементов и т.д. При описании составной колебательной системы ее динами-

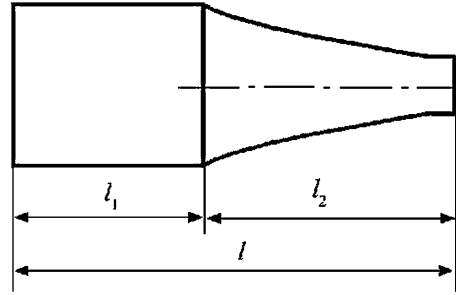


Рис. 9.45. Составной концентратор

взаимодействие частей реакцией с амплитудой \tilde{F}_{12} .

Введем новые координаты $x_1 = x(x_1 \in [0, l_1])$, $x_2 = x - l_1$ ($x_2 \in [0, l_2]$) и запишем выражения для амплитуд смещений под действием приложенной к концу $x = 0$ системы силы с амплитудой \tilde{F}_0 :

$$\left. \begin{aligned} \tilde{a}_{x_1}^{(1)} &= \tilde{F}_0 L_{0x_1}^{(1)}(j\omega) - \tilde{F}_{12} L_{l_1 x_1}^{(1)}(j\omega); \\ \tilde{a}_{x_2}^{(2)} &= \tilde{F}_{12} L_{0x_2}^{(2)}(j\omega), \end{aligned} \right\} \quad (9.240)$$

где верхний индекс в скобках обозначает номер подсистемы, к которой относится данная величина.

Равенство $a_{l_1}^{(1)} = a_0^{(2)}$, выражающее условия неразрывности системы в сечении $x = l_1$, позволяет найти амплитуду реакции:

$$\tilde{F}_{12} = \tilde{F}_0 L_{0l_1}^{(1)}(j\omega) / [L_{l_1 l_1}^{(1)}(j\omega) + L_{00}^{(2)}(j\omega)].$$

После подстановки последнего равенства в выражения (9.240) с учетом соотношения (9.206) найдем динамическую податливость составной системы:

$$L_{0x}(j\omega) = \begin{cases} L_{0x_1}^{(1)}(j\omega) - \frac{L_{l_1 x_1}^{(1)}(j\omega) L_{0l_1}^{(1)}(j\omega)}{L_{l_1 l_1}^{(1)}(j\omega) + L_{00}^{(2)}(j\omega)}, & 0 \leq x_1 = x \leq l_1; \\ \frac{L_{0x_2}^{(2)}(j\omega) L_{0l_1}^{(1)}(j\omega)}{L_{l_1 l_1}^{(1)}(j\omega) + L_{00}^{(2)}(j\omega)}, & 0 \leq x_2 = x - l_1 \leq l_2. \end{cases} \quad (9.241)$$

ческую податливость целесообразно выразить через динамические податливости составляющих элементов.

Рассмотрим, например, волновод, составленный из двух ступеней длиной l_1 и l_2 (рис. 9.45), причем $l_1 + l_2 = l$. Расчленив волновод по месту стыка ступеней, представим

Ступенчатый концентратор. Рассчитаем широко применяемый в вибрационных двигателях ступенчатый концентратор, составленный из двух однородных стержней площадью S_1 и S_2 и длиной l_1 и l_2 (рис. 9.46). С этой целью, пренебрегая потерями в материале концентратора, т.е. полагая $\psi = 0$, приведем выра-

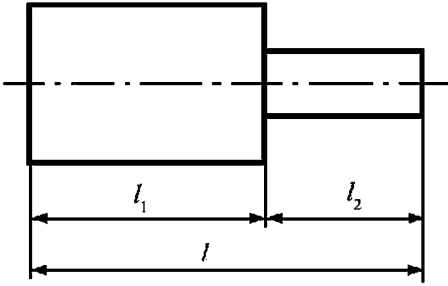


Рис. 9.46. Ступенчатый концентратор

жение (9.241) после подстановки соответствующих величин из уравнения (9.218) к виду (9.236) при $x=0$ и $x=l$:

$$Q = S_1 \sin \zeta_1 \cos \zeta_2 + S_2 \sin \zeta_2 \cos \zeta_1; \quad (9.242)$$

$$P_{00} = -\frac{l}{E S_1 \zeta} \frac{Q \cos \zeta_1 - S_2 \sin \zeta_2}{\sin \zeta_1}; \quad (9.243)$$

$$P_{0l} = -\frac{l}{E \zeta}, \quad (9.244)$$

где $\zeta = \omega l / c$, $\zeta = \omega l_i / c = \zeta_i l_i / l$, $i = 1, 2$.

Из формул (9.228), (9.229), (9.242) получаем уравнение ($Q = 0$), определяющее собственные частоты ступенчатого концентратора

$$(S_1 / S_2) \operatorname{tg} \zeta_1 = -\operatorname{tg} \zeta_2 \quad (9.245)$$

и совпадающее с уравнением, найденным иным путем в работах [9.30, 9.31].

Выражение для коэффициента усиления (9.232) принимает вид

$$K = \frac{S_1}{S_2} \left| \frac{\sin \zeta_1}{\sin \zeta_2} \right| = \frac{S_1}{S_2} \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \zeta_2}{(S_1 / S_2)^2 + \operatorname{tg}^2 \zeta_2}}. \quad (9.246)$$

Из соотношения (9.246) сразу следует, что максимальным коэффициентом усиления

$$K = S_1 / S_2 \quad (9.247)$$

обладают ступенчатые концентраторы при $\zeta_2 = (2k + 1) \pi / 2$, $\zeta_1 = (2n + 1) \pi / 2$, где $k, n = 0, 1, 2, \dots$, т.е. концентраторы, имеющие длины ступеней

$$l_1 = (2n + 1) \pi c / (2\omega), \quad l_2 = (2k + 1) \pi c / (2\omega).$$

Эти длины кратны нечетному числу четвертей длины волны $\Lambda = 2\pi c / \omega$ в стержне. Та-

кие концентраторы дают наибольшее усиление амплитуды среди всех известных типов концентраторов с одинаковым перепадом площадей поперечного сечения.

9.2.5. Нелинейные явления при колебаниях стержневых систем вибрационных двигателей

Взаимодействие колебательной системы статора с ротором носит нелинейный характер и вызывает специфические нелинейные эффекты при резонансных колебаниях стержневых систем вибрационных двигателей. Нелинейная нагрузка существенно изменяет резонансные свойства стержневой системы и приводит к нелинейным искажениям амплитудно-частотных характеристик, зависящим от параметров системы, способа ее закрепления, упругих и диссипативных свойств нагрузки. Эти эффекты рассмотрим на примере стержневой системы, совершающей продольные колебания.

На рис. 9.47 представлен стержень длиной l , колебания которого возбуждаются силой $f(t) = F e^{j\omega t}$, действующей в сечении с координатой $x=l$. Смещение произвольного сечения x будем описывать функцией $u_x(t)$. В процессе колебаний концевое сечение $x=l$ стержня установлено относительно ротора с предварительным зазором Δ . Отрицательная величина зазора ($\Delta < 0$) отвечает установке с предварительным натягом. Пружина моделирует взаимодействие с ротором (см. ниже).

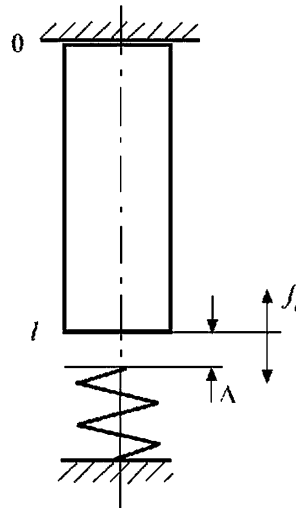


Рис. 9.47. Стержень с упругим ограничителем

Возникающую при этом силу опишем динамической характеристикой, которая в общем случае является функцией от смещения u_l и скорости \dot{u}_l конца $x = l$ стержня

$$f_l = f_l(u_l, p u_l) \quad \text{при } p = \partial / \partial t. \quad (9.248)$$

Колебания стержня системы рассмотрим с помощью оператора динамической податливости $L_{lx}(p)$, устанавливающего связь между силой, действующей в сечении l , и вызываемым ею перемещением сечения x . Смещение сечений системы определяется уравнением

$$u_x(t) = L_{lx}(p) \{ F e^{j\omega t} - f_l[u_l(t), p u_l(t)] \}. \quad (9.249)$$

Приближенное периодическое решение уравнения (9.249) находим в виде

$$u_x(t) = m_x + u_x^0(t), \quad u_x^0(t) = a_x e^{j(\omega t - \varphi_x)}, \quad (9.250)$$

где m_x и $u_x^0(t)$ — соответственно постоянная и периодическая составляющие колебаний сечения x стержня.

Учитывая характер отыскиваемых решений, проведем гармоническую линеаризацию функции (9.248):

$$f_l(u_l, p u_l) \approx P_l(m_l, a_l) + [k(m_l, a_l) + j\omega\beta(m_l, a_l)] u_l^0, \quad (9.251)$$

где $P_l(m_l, a_l)$ — постоянная составляющая силы; $k(m_l, a_l)$, $\beta(m_l, a_l)$ — соответственно эквивалентные упругая и диссипативная составляющие нагрузки, зависящие от исходных параметров решения и вычисляемые по формулам

$$P_l = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_l(u_l, \dot{u}_l) d\tau = P_l(m_l, a_l); \quad (9.252)$$

$$k = \frac{1}{\pi a_l} \int_0^{2\pi} f_l(u_l, \dot{u}_l) \cos \tau d\tau = k(m_l, a_l); \quad (9.253)$$

$$\beta = \frac{1}{\pi a_l \omega} \int_0^{2\pi} f_l(u_l, \dot{u}_l) \sin \tau d\tau = \beta(m_l, a_l), \quad (9.254)$$

где $\tau = \omega t$.

Подставляя выражения (9.250), (9.251) в уравнение (9.249) при $x = l$ и $p = j\omega$, после разделения постоянных и периодических составляющих найдем

$$m_l = -L_{ll}(0) P_l(m_l, a_l); \quad (9.255)$$

$$u_l^0 \{ [1 + L_{ll}(j\omega)] k(m_l, a_l) + j\omega\beta(m_l, a_l) \} = L_{ll}(j\omega) F e^{j\omega t}. \quad (9.256)$$

С учетом равенства (9.250) из уравнения (9.256) получим выражения для фазы и амплитуды периодической составляющей движения сечения $x = l$:

$$\begin{aligned} \cos \varphi_l &= a_l U(\omega, m_l, a_l) / F; \quad \sin \varphi_l = a_l V(\omega, m_l, a_l) / F; \\ a_l &= F |W(j\omega, m_l, a_l)|^{-1} = \\ &= F / \sqrt{U^2(\omega, m_l, a_l) + V^2(\omega, m_l, a_l)}, \end{aligned} \quad (9.257)$$

где $W(j\omega, m_l, a_l) = W_{ll}(j\omega) + k(m_l, a_l) + j\omega\beta(m_l, a_l)$ — суммарная динамическая жесткость стержня и технологической нагрузки; $U(\omega, m_l, a_l) = \operatorname{Re} W(j\omega, m_l, a_l)$; $V(\omega, m_l, a_l) = \operatorname{Im} W(j\omega, m_l, a_l)$; $W_{ll}(j\omega) = L_{ll}^{-1}(j\omega)$ — динамическая жесткость стержня с закрепленным концом. Здесь

$$W_{ll}(j\omega) = \frac{ES}{l} \left(\zeta \operatorname{ctg} \zeta + j \frac{\psi \zeta}{4\pi} \zeta + 0,5 \sin 2\zeta \right), \quad \zeta = \frac{\omega l}{c}. \quad (9.258)$$

Выражения (9.255), (9.257) совместно с соотношениями (9.252)–(9.254) для коэффициентов гармонической линеаризации образуют систему уравнений, решение которой позволяет найти амплитуду a_l и постоянную составляющую m_l колебаний сечения $x = l$ стержня.

Выражение (9.257) определяет амплитудно-частотную характеристику колебаний стержня с нелинейной нагрузкой. Максимальной величины амплитуда колебаний достигает при выполнении условия $U(\omega, m_l, a_l) = 0$ или с учетом равенства (9.258)

$$\zeta \operatorname{ctg} \zeta + q(m_l, a_l) = 0, \quad (9.259)$$

$$\text{где } q(m_l, a_l) = \frac{l}{ES} k(m_l, a_l).$$

Соотношение (9.258) является уравнением для нахождения собственных частот колебаний стержня, которые при нелинейном нагружении зависят от амплитуды колебаний. Именно в этом в первую очередь проявляются

эффекты влияния нелинейных взаимодействий стержневой системы с ротором вибрационного двигателя.

В п. 9.2.2 были построены динамические характеристики силы ударного взаимодействия колебательной системы статора и ротора двигателя. Сумма проекций нормальной F_y и касательной F_x сил на ось колебательной системы определяет нелинейную технологическую нагрузку на колебательную систему:

$$f_l(u_l, \dot{u}_l) = F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha. \quad (9.260)$$

Нелинейная нагрузка оказывает наибольшее влияние на динамические свойства колебательной системы в режимах, близких к пусковым. В этом случае нелинейную динамическую характеристику (9.260) можно представить в виде

$$f_l(u_l, \dot{u}_l) = k_0(u_l - \Delta) \eta(u_l - \Delta) (1 + \vartheta \operatorname{sign} \dot{u}_l), \quad (9.261)$$

где k_0 — приведенная статическая жесткость зоны контакта; $\eta(u)$ — функция от единичного скачка; Δ — предварительный зазор; ϑ — коэффициент трения.

Характеристика (9.261) показана на рис. 9.48. Коэффициенты [см. формулы (9.252)–(9.254)] гармонической линеаризации этой характеристики имеют вид

$$\left. \begin{aligned} P_l &= \frac{k_0 a_l}{\pi} (\sqrt{1 - \gamma^2} - \gamma \arccos \gamma); \\ k &= \frac{k_0}{\pi} (\arccos \gamma - \gamma \sqrt{1 - \gamma^2}); \\ \beta &= \frac{k_0 \vartheta}{\pi \omega} (1 - \gamma^2)^2, \end{aligned} \right\} \quad (9.262)$$

где $\gamma = (\Delta - m_l) / a_l$.

Амплитуды колебаний сечения $x = l$ стержня находятся совместным решением системы уравнений (9.257)–(9.262). На рис. 9.49, а, б, в линиями 1 показаны амплитудно-частотные характеристики стержня, установленного относительно ротора с предварительным зазором, нулевым зазором и предварительным натягом. Цифрой 2 обозначены скелетные кривые, определяемые уравнением (9.260) и отражающие зависимость частоты ζ_0 свободных колебаний сис-

темы от амплитуды колебаний. Скелетные кривые определены в диапазоне

$$\left. \begin{aligned} \zeta_n &\leq \zeta_0 \leq \zeta_{0n} && \text{при } \Delta > 0; \\ \zeta_0 &= \zeta_{0n} && \text{при } \Delta = 0; \\ \zeta_{0n} &\leq \zeta_0 < \zeta_{Hn} && \text{при } \Delta < 0, \end{aligned} \right\} \quad (9.263)$$

где ζ_n, ζ_{Hn} — соответственно собственные частоты стержня со свободным и связанным с линейной пружиной k_0 концом $x = l$, определяемые из уравнения (9.260) при $q = 0$ и $q = q_0 = k_0 l / (ES)$; ζ_{0n} — собственные частоты нелинейной системы при $\Delta = 0$; индекс $n = 1, 2, \dots$ обозначает номер собственной формы.

Частоты ζ_{0n} находятся из уравнения (9.261), в которое подставляется значение q , вычисленное по второй формуле (9.262) при значении $\alpha = \alpha_0$, являющемся решением трансцендентного уравнения

$$\gamma_0 + (\gamma_0 \arccos \gamma_0 - \sqrt{1 - \gamma_0^2}) q_0 / \pi = 0. \quad (9.264)$$

Вертикальная линия $\zeta = \zeta_{0n}$ на рис. 9.49, а, в является асимптотой скелетных кривых. Разделенные скелетной линией ветви резонансных кривых соответствуют нелинейным колебаниям с амплитудами $a_l > \Delta^*$, где $\Delta^* = \Delta$ при $\Delta > 0$ и $\Delta^* = -\Delta / (1 + q_0)$ при $\Delta < 0$. Режимы, отвечающие верхним ветвям, устойчивы. Режимы, соответствующие показанным штриховыми линиями нижним ветвям, неустойчивы и, следовательно, нереализуемы. Кроме того, амплитудно-частотные характеристики систем с зазором и натягом имеют участки, отвечающие линей-

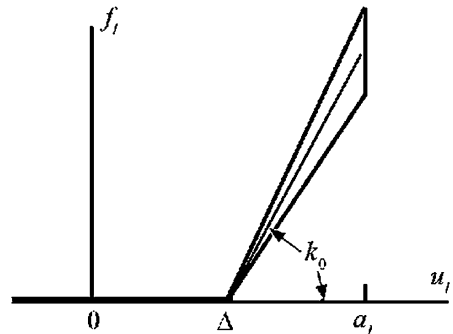


Рис. 9.48. Динамическая характеристика ударного взаимодействия

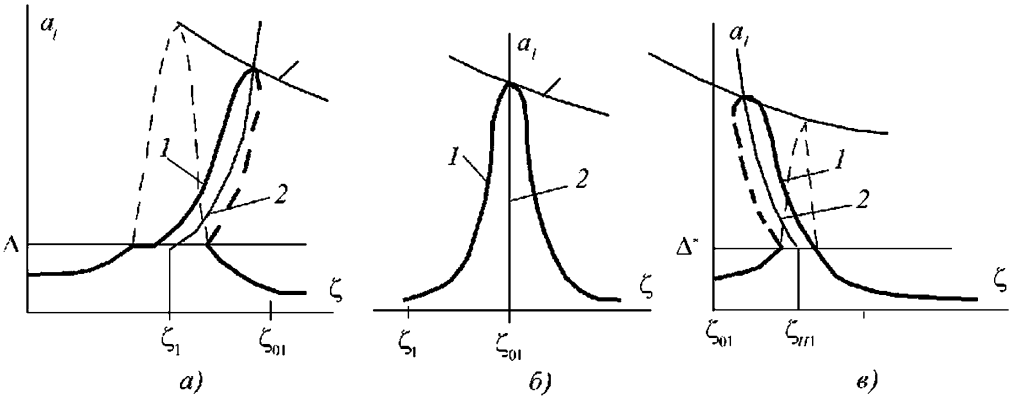


Рис. 9.49. Амплитудно-частотные характеристики систем:
 а – с предварительным зазором ($\Delta > 0$); б – с нулевым зазором ($\Delta = 0$);
 в – с предварительным натягом ($\Delta < 0$)

ным колебаниям с амплитудами $a_l \leq \Delta^*$ в пределах зазора (натяга).

На рис. 9.49, а, в наряду с этими реализуемыми ветвями штрихпунктирными линиями показаны также нереализуемые ($a_l > \Delta^*$) участки резонансных кривых линейных систем, определяемых уравнением (9.257) при $k=0$. Линейные и нелинейные ветви резонансных кривых сходятся в точках пересечения линейных ветвей уровнем ограничителя $a_l = \Delta^*$.

Можно видеть, что условием появления двузначности резонансных кривых (рис. 9.49, а, в) является расположение зарезонансных ветвей амплитудно-частотных характеристик линейных систем ниже точек пересечения уровня ограничения $a_l \leq \Delta^*$ с асимптотой скелетных кривых. В противном случае резонансные кривые однозначны во всем диапазоне частот, причем нелинейные ветви расположены в области частот между точками пересечения амплитудно-частотных характеристик линейных систем с линией $a_l = \Delta^*$.

На рис. 9.49, б приведена амплитудно-частотная характеристика системы с нулевым зазором ($\Delta = 0$). В этом случае виброударные режимы существуют во всем диапазоне частот, причем максимальные амплитуды колебаний достигаются на частотах ζ_{0n} [см. формулы (9.263)] свободных колебаний системы с упругим ограничителем при $\Delta = 0$. Из рис. 9.49, б видно, что при любой частоте возбуждения всегда существует единственный режим колебаний.

Колебательные системы статоров вибрационных двигателей обладают высокой добротностью и могут эффективно работать только в резонансных режимах. Но малое изменение нагрузки в силу ее нелинейности может привести к срыву колебаний, нарушив нормальную работу двигателя. Этой опасности можно избежать, выполнив установку колебательной системы относительно ротора с нулевым зазором или малым натягом.

9.2.6. Возбудители колебаний стержневых систем вибрационных двигателей

В качестве возбудителей колебаний стержневых систем вибрационных двигателей используют магнитоэлектрические или пьезоэлектрические преобразователи.

Магнитоэлектрический преобразователь. Сердечник преобразователя (рис. 9.50) выполнен в

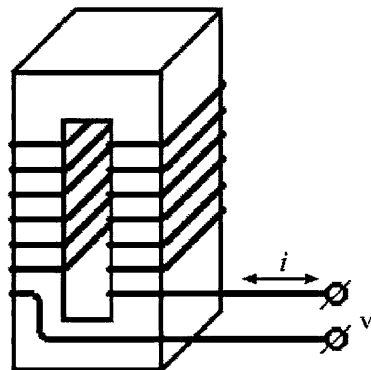


Рис. 9.50. Магнитоэлектрический преобразователь

виде замкнутого ярма, набранного из тонких изолированных друг от друга пластин материала, обладающего магнитострикционным эффектом. На ярме размещено N витков обмотки возбуждения, получающей питание от источника электрического напряжения

$$v = v_m + \tilde{v}_0 e^{j\omega t}. \quad (9.265)$$

В результате по обмотке возбуждения течет ток

$$i = i_m + \tilde{i}_0 e^{j\omega t}. \quad (9.266)$$

В равенствах (9.265), (9.266) величины v_m, i_m — постоянные составляющие; \tilde{v}_0, \tilde{i}_0 — комплексные амплитуды переменных составляющих электрического напряжения и силы тока.

Проходящий по обмотке возбуждения ток наводит в сердечнике магнитное поле напряженностью [9.16]

$$H_i = \frac{N}{l} i, \quad (9.267)$$

где l — длина сердечника.

Прямой магнитострикционный эффект заключается в том, что под действием магнитного поля в материале сердечника возникают механические напряжения

$$\sigma_H = -\gamma B = -\gamma \tilde{\mu} H, \quad (9.268)$$

где B — магнитная индукция; γ — магнитострикционная постоянная; $\tilde{\mu}$ — комплексная магнитная проницаемость среды.

Равенство (9.268) означает, что магнитное поле приводит к появлению сжимающих напряжений в зажатом образце.

Обратный магнитострикционный эффект выражается в том, что изменение деформированного состояния сердечника порождает изменение его магнитного состояния. Изменение магнитного поля вследствие деформации ε выражается равенством

$$H_\varepsilon = \gamma \varepsilon. \quad (9.269)$$

Если материал сердечника одновременно подвергается механической и магнитострикционной деформации, то возникающее напряжение в материале

$$\sigma = \tilde{E}_0 \varepsilon - \gamma \tilde{\mu} H, \quad (9.270)$$

а суммарное поле в сердечнике, обусловленное проходящим по обмотке током и деформацией, согласно соотношениям (9.267), (9.269)

$$H = \frac{N}{l} i + \gamma \varepsilon. \quad (9.271)$$

Из выражений (9.270), (9.271) получим соотношение, связывающее механические напряжения и деформации сердечника магнитострикционного преобразователя с его магнитными и электрическими параметрами

$$\sigma = \tilde{E}_1 \varepsilon - \frac{\tilde{A}}{S} i, \quad (9.272)$$

где $\tilde{A} = \gamma \tilde{\mu} S N / l$ — коэффициент электромеханической связи;

$$\tilde{E}_1 = \tilde{E}_0 - \gamma^2 \tilde{\mu} = E_1 \left(1 + j \frac{\psi_1}{2\pi} \right) \quad (9.273)$$

(здесь $E_1 = E_0 - \gamma^2 \mu$ — модуль упругости магнитострикционного материала при постоянном поле подмагничивания $H_m = \frac{N}{l} i_m$; ψ_1 — приведенный коэффициент поглощения, учитывающий механический и магнитный гистерезис).

Соотношение (9.272) описывает напряженное состояние элемента dx сердечника. Изменение его магнитного состояния наводит в соответствующем элементе обмотки противоэлектродвижущую силу

$$de = -\frac{N}{l} S \frac{\partial B}{\partial t} dx = -\frac{N}{l} S \tilde{\mu} \frac{\partial H}{\partial t} dx$$

или с учетом равенства (9.271)

$$de = -\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\tilde{L}}{l} i + \tilde{A} \varepsilon \right) dx, \quad (9.274)$$

где $\tilde{L} = \tilde{\mu} S \frac{N^2}{l}$ — индуктивность преобразователя.

Проинтегрировав выражение (9.274) по всей длине преобразователя, найдем полную противоэлектродвижущую силу обмотки:

$$e = -\frac{d}{dt} [\tilde{L} i + \tilde{A}(u_1 - u_0)], \quad (9.275)$$

где u_l, u_0 — смещения конечных сечений сердечника.

Теперь с учетом выражения (9.275) и соотношения $i = dq/dt$ (где q — электрический заряд) запишем уравнение электрической цепи преобразователя

$$\tilde{L} \frac{d^2 q}{dt^2} + r_0 \frac{dq}{dt} + \frac{1}{C} q + \tilde{A} \frac{d}{dt} (u_l - u_0) = v(t), \quad (9.276)$$

где r_0, C — соответственно сопротивление и емкость цепи.

Полученные уравнения (9.272) и (9.276) позволяют полностью описать колебания магнитострикционного преобразователя.

Для примера рассмотрим магнитострикционный преобразователь с сердечником, длина которого соизмерима или значительно превышает длину волны в его материале. Будем предполагать, что конец $x = 0$ сердечника жестко закреплен, а к концу $x = l$ приложена внешняя сила f_{12} , создаваемая, например, присоединенным к преобразователю концентратором или нагрузкой со стороны ротора вибродвигателя. Неоднородная деформация сердечника связана со смещением u_x сечения x соотношением $\varepsilon_x = \partial u_x / \partial x$.

Записав уравнение движения dx сердечника $\rho S \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} dx = S \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx$, с учетом формулы (9.272) по аналогии с выражением (9.211) получим уравнение продольных колебаний

$$\rho \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} - \tilde{E}_1 \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} = 0, \quad (9.277)$$

решение которого должно удовлетворять следующим граничным условиям:

$$u_x|_{x=0} = 0; \quad \tilde{E}_1 S \frac{\partial u_x}{\partial x} \Big|_{x=l} = \tilde{A} i + f_{12} = f_l + f_{12}, \quad (9.278)$$

где $f_l = \tilde{A} i$ — вынуждающая сила, создаваемая током в обмотке преобразователя.

Уравнение (9.277) с граничными условиями (9.278) совпадает с уравнением колебаний стержня с закрепленным концом под действием периодических сил, приложенных к свободному концу. Его решение запишем, ис-

пользуя операторы динамической податливости, как это выполнялось в предыдущем параграфе. Для амплитуд колебаний сечений сердечника имеем

$$\tilde{a}_x = L_{lx}(j\omega) (\tilde{F}_{12} + \tilde{F}_l) = L_{lx}(j\omega) (\tilde{F}_{12} + \tilde{A} \tilde{i}_0).$$

Из последнего выражения при $x = l$ найдем амплитуду колебаний свободного конца ненагруженного преобразователя ($f_{12} = 0$), получающего питание от источника тока

$$\tilde{a}_l = \tilde{A} i_0 / [W_{ll}(j\omega)], \quad (9.279)$$

где $W_{ll}(j\omega) = L_{ll}^{-1}(j\omega)$ — динамическая жесткость сердечника,

$$W_{ll}(j\omega) = \frac{E_1 S \zeta}{l} \frac{\cos \zeta + j \frac{\Psi}{4\pi} \zeta \sin \zeta}{\sin \zeta - j \frac{\Psi}{4\pi} (\sin \zeta + \zeta \cos \zeta)}, \quad (9.280)$$

где $\zeta = \omega l / c$ (здесь $c = \sqrt{E_1 / \rho}$ — скорость звука в материале сердечника).

Магнитострикционные преобразователи работают, как правило, в резонансном режиме. Резонансные частоты сердечника преобразователя при его питании от источника тока находятся из уравнения $\cos \zeta = 0$ и равны

$$\zeta_n = (2n - 1) \pi / 2, \quad (9.281)$$

где $n = 1, 2, \dots$ — номер собственной формы колебаний.

Амплитуды резонансных колебаний свободного конца сердечника такого преобразователя определяются выражением

$$a_l = \frac{16 A i_0}{\pi \Psi (2n - 1)^2} \frac{l}{E_1 S}. \quad (9.282)$$

При подобном способе возбуждения колебаний магнитострикционного преобразователя комплексная амплитуда напряжения на клеммах обмотки находится из уравнения (9.276) и имеет вид

$$\tilde{v} = Z(j\omega) i_0 + j \omega a_l \tilde{A}, \quad (9.283)$$

где $Z(j\omega) = R + j[\omega L - (\omega C)^{-1}]$ — импеданс электрической цепи.

Как правило, питание магнитоэлектрических преобразователей осуществляется от источника напряжения с заданной амплитудой v_0 . В этом случае, выразив по выражению (9.283) амплитуду силы тока через амплитуду напряжения и подставив полученное выражение в соотношение (9.279), найдем комплексную амплитуду колебаний свободного конца сердечника:

$$\tilde{a}_l = \frac{\tilde{A} \tilde{v}_0}{Z(j\omega) \{W_{II}(j\omega) + j\omega A^2 / [Z(j\omega)]\}}. \quad (9.284)$$

Можно показать, что при питании от источника напряжения собственные частоты преобразователя зависят не только от параметров сердечника, но и от параметров электрической цепи питания. С аналогичным явлением мы встречались при рассмотрении работы электродинамического возбуждателя колебаний, питающегося от источника напряжения. Анализ рассматриваемого здесь преобразователя проводится по той же схеме.

Пьезоэлектрический преобразователь.

Типичный пьезоэлектрический преобразователь (рис. 9.51) представляет собой элемент 1, выполненный из пьезоактивного материала. К металлизированным обкладкам 2 пьезоэлемента подводится переменное электрическое напряжение v от источника питания.

Рассмотрим случай продольных колебаний элемента в направлении, перпендикулярном к обкладкам. Работа преобразователя основана на использовании пьезоэффекта. Прямой пьезоэлектрический эффект состоит в электрической поляризации кристаллов материала под действием механического напряжения σ . В результате поляриза-

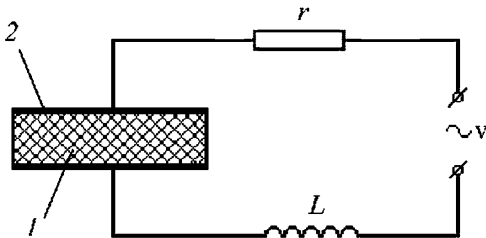


Рис. 9.51. Пьезоэлектрический преобразователь

ции возникает электрическое поле, электрическое смещение (индукция) D которого связано с механическим напряжением σ соотношением

$$\left. \frac{D}{\sigma} \right|_{E=0} = -d, \quad (9.285)$$

где d — пьезомодуль материала.

Отношение в (9.285) берется при отсутствии внешнего электрического поля ($E = 0$).

Обратный пьезоэлектрический эффект заключается в появлении деформации кристалла под действием электрического поля и при отсутствии механических напряжений ($\sigma = 0$) выражается равенством

$$\left. \frac{\varepsilon}{E} \right|_{\sigma=0} = -d, \quad (9.286)$$

где ε — относительная деформация кристалла; E — напряженность внешнего электрического поля.

С помощью выражений (9.285), (9.286) запишем уравнения пьезоэлектрического преобразователя при совместном действии механических напряжений и электрического поля:

$$\left. \begin{aligned} D &= \xi E - d\sigma; \\ \varepsilon &= -dE + \sigma / \tilde{E}, \end{aligned} \right\} \quad (9.287)$$

где ξ — диэлектрическая постоянная кристалла при отсутствии механических напряжений; \tilde{E} — модуль упругости в отсутствие электрического поля.

Линейные соотношения (9.287) удобно записать в иной форме [9.32], выразив σ и E через D и ε :

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \tilde{E}_1 \varepsilon + \Phi D; \\ E &= \Phi \varepsilon + \xi_1^{-1} D, \end{aligned} \right\} \quad (9.288)$$

где $\tilde{E}_1 = \tilde{E} / (1 - \lambda^2)$ — модуль упругости материала пьезоэлемента при отсутствии индукции ($D = 0$), т.е. при короткозамкнутых обкладках (здесь $\lambda^2 = d^2 E / \xi < 1$); $\Phi = \lambda^2 / [d(1 - \lambda^2)]$ — пьезоэлектрическая постоянная Мэсона; $\xi_1 = \xi (1 - \lambda^2)$ — диэлектрическая постоянная в отсутствие деформации ($\varepsilon = 0$).

Учитывая, что свободные заряды q могут появиться только на обкладках кристалла и,

следовательно, что электрическое смещение постоянно по его длине

$$D = q / S, \quad (9.289)$$

из первого уравнения (9.288) получим соотношение, описывающее напряженное состояние кристалла:

$$\sigma = \tilde{E}_1 \varepsilon + \frac{\Phi}{S} q. \quad (9.290)$$

Электрическое состояние пьезоэлемента

рассмотрим, используя равенства $E = \frac{\partial \varphi_x}{\partial x}$

(φ_x — потенциал в сечении x), $v_1 = \varphi_l - \varphi_0$, $\varepsilon = \partial u_x / \partial x$ и интегрируя второе уравнение (9.288) по всей длине l элемента:

$$v_1 = \frac{q}{C_1} + (u_l - u_0) \Phi, \quad (9.291)$$

где $C_1 = \xi_1 S / l$ — емкость пьезоэлемента в отсутствие деформации.

Если цепь питания преобразователя имеет сопротивление r и индуктивность L (см. рис. 9.51), то полное уравнение электрической цепи запишется в виде

$$L \frac{d^2 q}{dt^2} + r \frac{dq}{dt} + \frac{q}{C_1} + (u_l - u_0) \Phi = v. \quad (9.292)$$

Уравнения (9.290), (9.292) полностью описывают колебания пьезоэлектрического преобразователя. Эти уравнения имеют структуру, аналогичную структуре рассмотренных выше уравнений (9.272) и (9.276). Поэтому их решение и анализ проводятся по единой схеме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 9.1. **Блехман И.И.** Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.
- 9.2. **Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю.** Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964. 410 с.
- 9.3. **Гончаревич И.Ф.** Динамика вибрационного транспортирования. М.: Наука, 1972. 244 с.
- 9.4. **Нагаев Р.Ф.** Периодические режимы вибрационного транспортирования. М.: Наука, 1978. 160 с.
- 9.5. **Вибрации в технике.** Т. 4. Вибрационные машины и процессы. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
- 9.6. **Бансявичус Р.Ю., Рагульскис К.М.** Вибродвигатели. Вильнюс: Моклас, 1981. 188 с.
- 9.7. **Динамика машин и управление машинами.** М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
- 9.8. **Кобринский А.Е., Кобринский А.А.** Виброударные системы. М.: Наука, 1973. 592 с.
- 9.9. **Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.** Курс теоретической механики. Т. II. М.: Наука, 1983. 640 с.
- 9.10. **Блехман И.И.** Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 894 с.
- 9.11. **Блехман И.И.** Синхронизация в природе и технике. М.: Наука, 1981. 352 с.
- 9.12. **Бидерман В.Л.** Теория механических колебаний. М.: Высш. шк., 1980. 408 с.
- 9.13. **Быховский И.И.** Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1969. 362 с.
- 9.14. **Somerfeld A.** Beitrage zum dynamischen Ausbau der Festigkeitlehre // Zeitsch. VDI. 1902. Bd. XXXVI. № 11.
- 9.15. **Кононенко В.О.** Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука, 1964.
- 9.16. **Римский-Корсаков А.В.** Электроакустика. М.: Связь, 1973. 272 с.
- 9.17. **Скубов Д.Ю., Ходжаев К.Ш.** Нелинейная электромеханика. М.: Физматлит, 2003. 360 с.
- 9.18. **Лавриненко В.В., Карташев И.А., Вишневецкий В.С.** Пьезоэлектрические двигатели. М.: Энергия, 1980. 112 с.
- 9.19. **Бабицкий В.И.** Теория виброударных систем. М.: Наука, 1978. 352 с.
- 9.20. **Голдсмит В.** Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. М.: Стройиздат, 1965. 448 с.
- 9.21. **Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов Д.М. и др.** Теория механизмов и машин. М.: Высш. шк., 1986. 496 с.
- 9.22. **Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z.** Dynamics and Control of Machines. Berlin: Springer, 2000. 233 p.
- 9.23. **Astashev V.K., Babitsky V.I.** Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications. Berlin: Springer, 2007. 330 p.
- 9.24. **Сорокин Е.С.** К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, 1966. 134 с.
- 9.25. **Пановко Я.Г.** Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 193 с.
- 9.26. **Вибрации в технике: справочник.** Т. 6. Защита от вибрации и ударов. М.: Машиностроение, 1995. 456 с.
- 9.27. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974. 605 с.

- 9.28. **Рэлей Дж.** Теория звука. Т. 1. М.: Физматгиз, 1955. 504 с.
- 9.29. **Меркулов Л.Г.** Теория ультразвуковых концентраторов // Акустический журнал. 1957. Т. 3. № 3. С. 230–238.
- 9.30. **Меркулов Л.Г., Харитонов А.В.** Теория и расчет составных концентраторов // Акустический журнал. 1959. Т. 5. № 2. С. 183–190.
- 9.31. **Теумин И.И.** Ультразвуковые колебательные системы. М.: Машгиз, 1959. 332 с.
- 9.32. **Харкевич А.А.** Теория электроакустических преобразователей / Избранные труды. Т. 1. М.: Наука, 1973. С. 33–217.

СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ

**Попов Дмитрий Николаевич,
Асташев Владимир Константинович,
Густомясов Александр Николаевич и др.**

МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ

Том IV-2

Электропривод. Гидро- и виброприводы

Книга 2

ГИДРО- И ВИБРОПРИВОДЫ

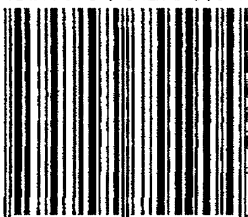
Редактор *А.П. Лебедева*
Дизайнер *Н.А. Свиридова*
Корректоры *Л.И. Сажина, Л.Е. Соношкина*
Инженер по компьютерному макетированию *В.Г. Верховзин*

Сдано в набор 21.06.2011 г. Подписано в печать 10.02.2012 г.
Формат 70×100 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура NewtonС.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 24,7.
Уч.-изд. л. 29,91. Тираж 500 экз. Заказ .

ООО «Издательство Машиностроение»,
107076, Москва, Стромьинский пер., 4, www.mashin.ru

Отпечатано в ГУП ППП «Типография “Наука” РАН»,
121099, Москва, Шубинский пер., 6

ISBN 978-5-94275-590-4



9 785942 755904